



UNIVERSITÀ DI PISA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

***Effetti delle caratteristiche delle correnti e della
solidità del rotore sulla producibilità energetica di
una farm di VATT***

RELATORE

CANDIDATO

Prof. Stefania Zanforlin

Ferdinando Burchi

ANNO ACCADEMICO 2015/2016

ad Anna, ai miei genitori

Abstract

Lo scopo della tesi è di valutare la producibilità di una farm di VATT di tipo Darrieus, comprendendo dal punto di vista fisico i meccanismi dominanti d'interazione tra le turbine, in modo da poter ottimizzare la disposizione delle macchine per ottenere il massimo rendimento. Abbiamo dapprima valutato la risorsa in tre siti particolari situati nello Stretto della Manica, per poi passare allo studio di producibilità della *farm*. Il nostro lavoro di Tesi prende spunto da uno studio svolto precedentemente al Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni dell'Università di Pisa, relativo a coppie controrotanti di turbine idrocinetiche dello stesso tipo. La nostra analisi si è concentrata sull'effetto della solidità del rotore su coppie e terne di turbine disposte l'una affianco all'altra e a triangolo. Ci siamo avvalsi di simulazioni CFD 2D con schemi numerici URANS (*unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes*) per valutare i meccanismi fisici d'interazione fra le turbine.

INTRODUZIONE.....	1
CAPITOLO 1 Siting	
1.1 Reperimento dei dati d'intensità e direzione delle correnti di marea nei luoghi d'interesse	20
1.2 Estrapolazione dei dati di velocità della corrente di marea.....	23
CAPITOLO 2 Effetto delle caratteristiche delle correnti e dell'arrangiamento dei rotori sulla producibilità di una terna di VATT	
2.1 Sfruttamento energetico delle correnti di marea.....	30
2.1.1 Turbina singola.....	30
2.1.2 Farm di turbine.....	41
2.2 Analisi di sensibilità.....	52
CAPITOLO 3: ANALISI DELLE PRESTAZIONI DELLE VATT	
3.1 Effetto della solidità e del <i>cambering</i> sull'esercizio delle turbine ad asse verticale.....	56
3.2 Analisi CFD	
3.2.1 Obiettivi delle simulazioni CFD.....	61
3.2.2 Caratteristiche principali della turbina adottata e generazione della griglia.....	61
3.2.3 Impostazioni della simulazione CFD.....	65
3.3 Fenomeni fisici dominanti nell'interazione fra più turbine.....	67
3.4 Effetto del TSR.....	77
3.5 Disposizione sfalsata delle turbine.....	83
3.6 Disposizione in terna della <i>farm</i>	87
3.7 Considerazioni finali sulle varie configurazioni della <i>farm</i>	88
Conclusioni.....	96
APPENDICE A.....	98
APPENDICE B.....	104
Bibliografia.....	112

Nomenclatura

A	[m ²]	<i>Area spazzata dal vento</i>
AR		<i>Aspect ratio ($AR=L/D$)</i>
B		<i>Numero di pale</i>
c	[m]	<i>Corda del profilo alare</i>
D	[m]	<i>Diametro del rotore</i>
K_i		<i>Coefficiente di resa normalizzato</i>
L	[m]	<i>Lunghezza della pala</i>
N	[m]	<i>Numero di rotori</i>
U_∞	[m/s]	<i>Velocità della corrente indisturbata a monte della turbina</i>
φ	[°]	<i>Angolo d'incidenza del flusso d'acqua</i>
Υ	[°]	<i>Angolo d'orientamento della farm</i>
θ	[°]	<i>Posizione azimutale della pala rispetto al nord</i>
Ω	[rad/s]	<i>Velocità angolare della turbina</i>
ρ	[kg/m ³]	<i>Densità dell'acqua</i>
μ	[Pa·s]	<i>Viscosità dinamica dell'acqua</i>
σ		<i>Solidità del rotore ($\sigma=Bc/2\pi R$)</i>
P	[W]	<i>Potenza prodotta dalla turbina</i>
Re		<i>Numero di Reynolds ($Re=\rho U_{\infty} c/\mu$)</i>
TSR		<i>Tip speed ratio ($TSR= \Omega R/U_{\infty}$)</i>
C_p		<i>Coefficiente di potenza ($C_p= P / \frac{1}{2} \rho A V^3$)</i>

INTRODUZIONE

Negli scorsi decenni, l'aumento della popolazione mondiale e l'alto tenore di vita dei Paesi industrializzati hanno causato una notevole crescita della domanda di energia; questo ha portato alla diminuzione delle riserve di combustibili fossili e a crescenti livelli di inquinamento atmosferico, unitamente ad alte emissioni di gas serra climalteranti.

Tali problematiche hanno spinto lo studio di fonti energetiche alternative ed in particolare molta ricerca è stata fatta nel campo delle fonti di energia rinnovabili, con notevoli passi in avanti negli ultimi anni.

Infatti la crescita di impianti a FER (fonti energetiche rinnovabili) è stata notevole negli ultimi anni, tuttavia bisogna sottolineare gli svantaggi di queste fonti energetiche:

- bassa densità di energia e natura diffusa delle fonti di energia;
- aleatorietà della risorsa (per il solare e l'eolico ad esempio);
- elevati costi degli impianti;
- scarsa affidabilità degli impianti.

Queste caratteristiche rendono necessaria un'accurata scelta nella localizzazione degli impianti (*siting*) e un'elevata diversificazione delle FER, per cercare di ottenere un'integrazione ottimale nel sistema energetico (Li 2005).

In questo ambito, nel nostro lavoro di Tesi ci focalizzeremo sul problema della conversione in energia elettrica delle correnti di marea mediante turbine idrocinetiche ad asse verticale (*VATT, vertical axis tidal turbines*).

Prima di descrivere le tecnologie sperimentate in applicazioni di potenza (*tidal power systems*), enunciamo brevemente alcuni aspetti del fenomeno fisico delle maree.

Le forze centrifughe e gravitazionali agenti sul sistema Luna-Terra-Sole provocano il periodico innalzamento ed abbassamento del livello dei Mari (il cosiddetto fenomeno delle "onde di marea").

La Luna esercita un'azione sulle maree circa doppia rispetto a quella del Sole, a causa della minore distanza dalla Terra rispetto al Sole, sebbene abbia una massa notevolmente inferiore. In virtù di questo fatto la marea "segue" la rotazione della Luna intorno alla Terra, creando dei cicli diurni o semi-diurni con periodi caratteristici rispettivamente di 24 ore e 50 minuti e di 12 ore e 25 minuti.

L'ampiezza dell'onda di marea (detta *range*) è molto ridotta in mare aperto (pochi centimetri), dato che quest'ultima è distribuita su superficie di centinaia di chilometri quadrati.

Tuttavia il *range* può aumentare notevolmente in corrispondenza delle coste, in funzione dell'orografia e della batimetria del sito (Gorlov 2001, Carbon Trust 2005).

Ad esempio, le maree nella Baia di *Fundy* in Canada hanno un'ampiezza che può arrivare a 17 metri, il valore più alto che si registra sul pianeta. Valori di circa 14 m si registrano anche in Francia a *La Rance* e in Inghilterra preso l'estuario del fiume *Severn*.

In molte zone costiere le maree hanno un andamento semi-diurno, con due basse e due alte maree, tuttavia esistono delle coste in cui l'andamento è diurno o misto.

L'ampiezza delle maree varia durante ogni mese lunare, in particolare si parla di maree di plenilunio (*spring tides*) e maree di quadratura (*neap tides*), quando il *range* è rispettivamente massimo e minimo.

Queste variazioni sono funzione della posizione relativa di Terra, Sole e Luna, come mostrato in figura 0.1 la forza di marea del sole può agire nello stesso verso di quella della luna oppure nel verso opposto: ne risulta un rafforzamento della marea quando i due astri si trovano in congiunzione (luna nuova) o in opposizione (luna piena), e un suo indebolimento quando si trovano in quadratura (primo o ultimo quarto).

Il cambiamento ciclico del battente d'acqua provoca delle correnti di marea, che possono raggiungere velocità fino a 6 m/s in zone costiere e intra-insulari.

In queste situazioni le velocità elevate sono causate dal basso fondale e dall'effetto Venturi creato dalla topografia del luogo.

Tali correnti sono regolate dai cicli di marea e in molti casi il flusso raggiunge il massimo valori a condizioni intermedie di altezza di marea, dato che in queste condizioni si ha la massima movimentazione di massa d'acqua. Un confronto tra altezza del battente e velocità della corrente di marea è riportata in figura 0.2 per un'isola situata tra Galles ed Inghilterra. Dunque anche le correnti di marea hanno un andamento ciclico di tipo deterministico e tale prevedibilità dei valori di velocità è un vantaggio notevole per le applicazioni di potenza.

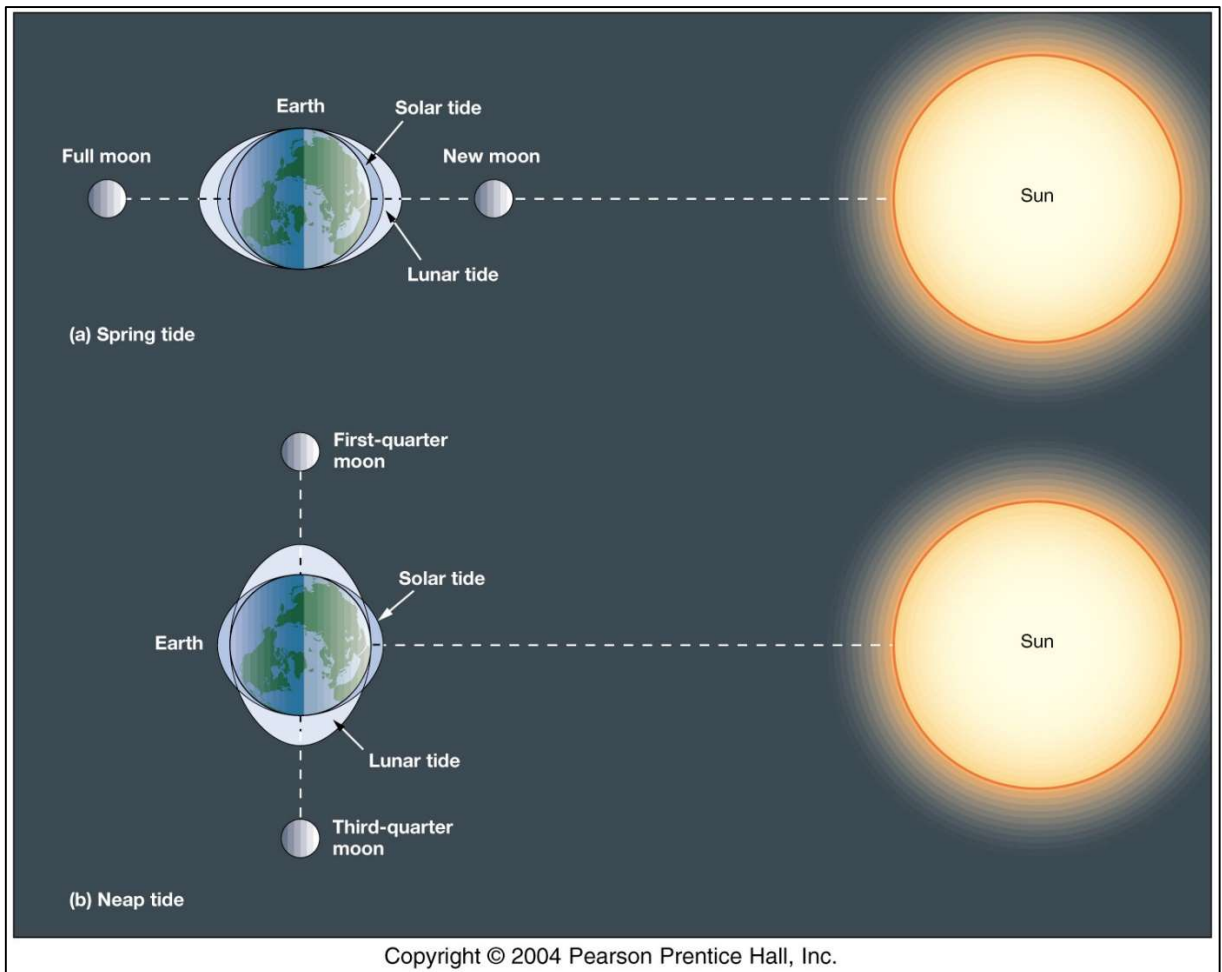


fig. 0.1 Configurazioni astronomiche corrispondenti a spring e neap tides

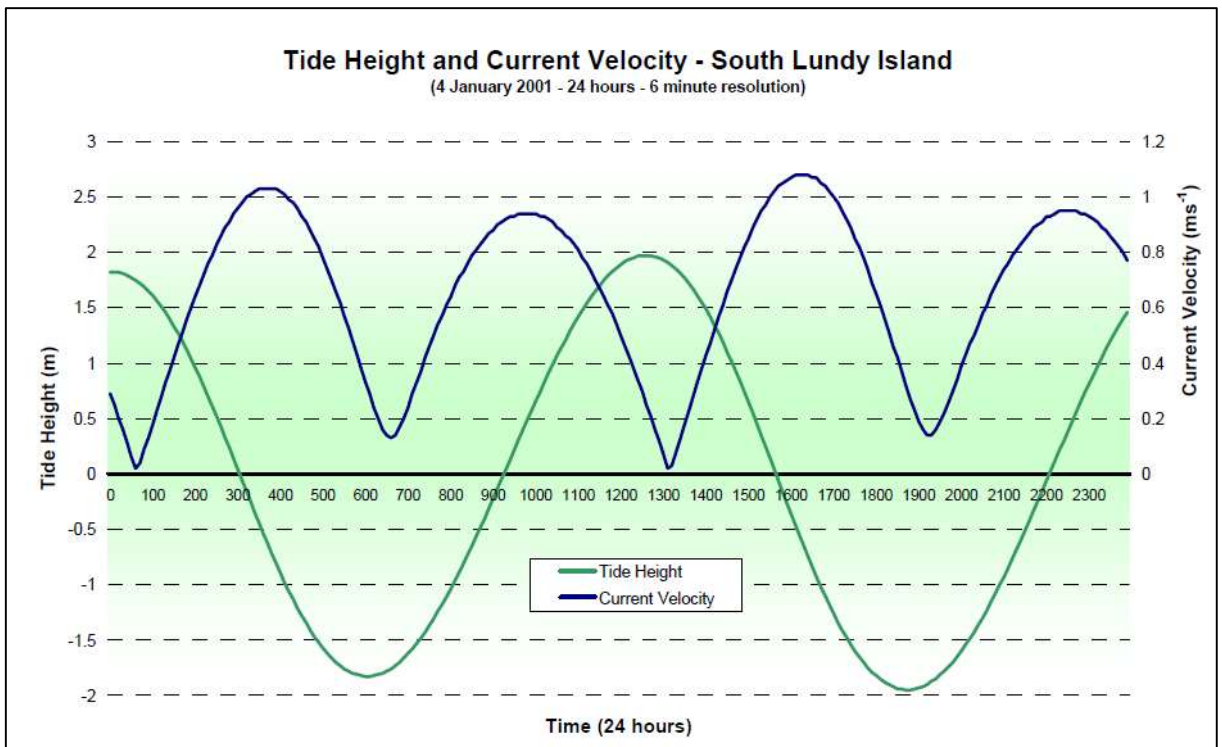


fig. 0.2 Confronto tra andamento temporale dell'onda di marea e della corrente di marea

Per quanto riguarda l'utilizzo delle maree per la produzione di energia elettrica è possibile effettuare una distinzione in base al principio fisico sfruttato, in particolare si parla di:

- *tidal range power*;
- *tidal stream power*.

Nel primo caso viene sfruttata la variazione di battente d'acqua indotta dalle maree, costruendo uno sbarramento o una diga in corrispondenza dell'estuario di un fiume.

Dunque la tipologia impiantistica è simile a quella di un impianto idroelettrico classico, tuttavia lo sviluppo in lunghezza della diga/sbarramento è sensibilmente maggiore.

Il principio di funzionamento è riportato in figura 0.3: quando la marea sale, la diga/sbarramento trattiene l'acqua, agendo su opportune valvole, formando così un bacino d'invaso. Successivamente, quando la marea comincia a scendere, l'acqua trattenuta nel bacino artificiale viene impiegata per produrre energia elettrica in una turbina idraulica, sempre mediante l'azione di opportune valvole. Naturalmente le turbine impiegate in questo tipo di impianti sono assiali a bulbo, in virtù dei bassi battenti d'acqua sfruttati e delle alte portate elaborate.

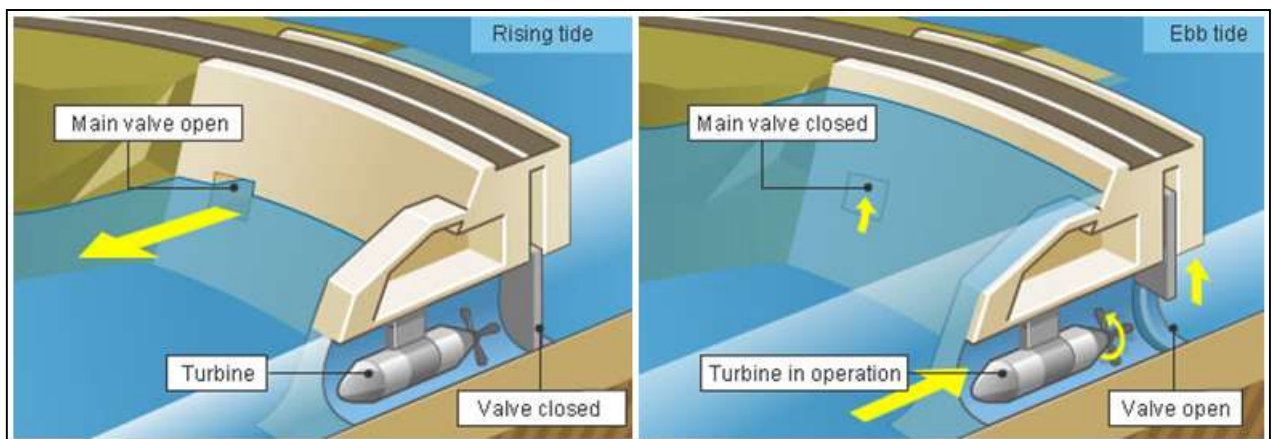


fig. 0.3 Esempificazione del funzionamento di un impianto tidal range

L'impianto più grande installato al mondo è quello di *La Rance*, nel Golfo di *St. Malo* in Bretagna, con una potenza nominale di 240 MW, entrato in esercizio nel 1967, una cui veduta aerea è riportata in figura 0.4.

Qualora vengano utilizzate turbine di tipo reversibile, è possibile produrre energia elettrica indipendentemente dalla direzione del flusso e quindi sia durante le fasi di marea montante e discendente.



fig. 0.4 Veduta aerea dell'impianto di La Rance

L'utilizzo di questo tipo di turbine è vantaggioso per i seguenti aspetti (Gorlov 2001):

- riproduzione del fenomeno fisico delle maree, in cui la corrente cambia ciclicamente di direzione;
- ridotto impatto ambientale;
- in qualche caso aumento del rendimento energetico.

Tuttavia la bi-direzionalità del flusso implica lo sfruttamento di turbine complesse e costose, unitamente a generatori elettrici progettati *ad hoc*.

La mono-direzionalità del flusso invece rende possibile l'impiego di turbine meno costose e complesse; tuttavia l'impatto ambientale può essere non trascurabile, a causa del maggiore battente d'acqua e della deposizione di sedimenti nel bacino.

Come abbiamo detto, un vantaggio notevole nello sfruttamento delle maree per la produzione di energia elettrica è la loro prevedibilità, un fattore di non poco conto quando si parla di fonti rinnovabili. Inoltre l'intensità energetica è maggiore e più concentrata di molte altre risorse rinnovabili, per quanto riguarda l'Europa, nei migliori siti, si stima che il fattore

di carico potrebbe assumere valori compresi tra il 40% ed il 60% (Carbon Trust 2011a);

Di converso, sono stati sottolineati i seguenti svantaggi, riferiti agli impianti *tidal range*:

- i periodi caratteristici delle maree (di circa 12 e 25 ore come abbiamo detto), non coincidono con la durata del giorno solare (24 ore), così produzione e domanda di energia elettrica non sono in fase;
- la variazione del *range* delle maree e dunque della velocità dell'acqua ogni due settimane circa provoca variazioni della potenza prodotta;
- i bassissimi battenti d'acqua e le considerevoli portate volumetriche richiedono l'impiego di costose e complesse turbine progettate *ad hoc*;
- elevati costi d'installazione in molti siti d'interesse;
- la considerevole distanza tra luogo di produzione dell'energia elettrica e luogo di utilizzazione della stessa;
- interferenza con la navigazione;
- potenziale impatto sull'ecosistema marino e/o fluviale (in funzione dell'entità dello sbarramento).

Utilizzando un sistema *tidal range* ottimizzato, con macchine reversibili e pompando acqua verso il bacino durante la fase di alta marea è possibile raggiungere dei rendimenti vicini al 90%. Un elemento positivo riguarda i valori del *range*, del flusso e della direzione delle maree, i quali, in molte zone costiere, sono ben documentati, per esigenze di navigazione ed oceanografiche.

Le stime sui dati di marea hanno generalmente un errore del $\pm 4\%$ ed è possibile così predire in maniera accurata la potenza prodotta dall'impianto (Twidell, Weir 2006).

Finora è stata posta maggiore attenzione sui sistemi *tidal range* rispetto a quelli *tidal stream*, a causa dell'analogia impiantistica con le centrali idroelettriche.

Per quanto riguarda gli impianti *tidal stream*, occorre sottolineare che le tecnologie studiate sono analoghe a quelle delle turbine idrocinetiche fluviali, tuttavia, rispetto al flusso di un corso d'acqua, le correnti di marea hanno intensità periodica e soprattutto direzione variabile.

Come mostreremo in seguito la direzione, tra l'altro, può invertirsi in maniera asimmetrica (angoli $\neq 180^\circ$), rendendo difficile l'accoppiamento di più turbine.

Quest'ultimo aspetto rende vantaggioso l'impiego di turbine ad asse verticali, le quali,

sebbene abbiano rendimenti inferiori, sono macchine omni-direzionali.

Nel caso di macchine ad asse orizzontale, invece, servono sistemi d'imbardata o di variazione del *pitch*, come nel caso del sistema MCT SeaGen (figura 0.8), in cui le pale possono ruotare di 180° per seguire l'inversione di direzione della corrente di marea, un fenomeno che si verifica periodicamente ogni 6 ore.

È possibile effettuare una classificazione di tali turbine in base alla direzione dell'asse di rotazione (verticale/orizzontale) ed al posizionamento del generatore elettrico (sommerso/non sommerso).

Il seguente schema riassume la classificazione sopra esposta e le figure successive mostrano i principali tipi di turbine e le configurazioni impiantistiche tipicamente adottate.

Bisogna sottolineare che le turbine utilizzate per sfruttare le correnti marine, per motivi di rendimento e strutturali, sono macchine a portanza.

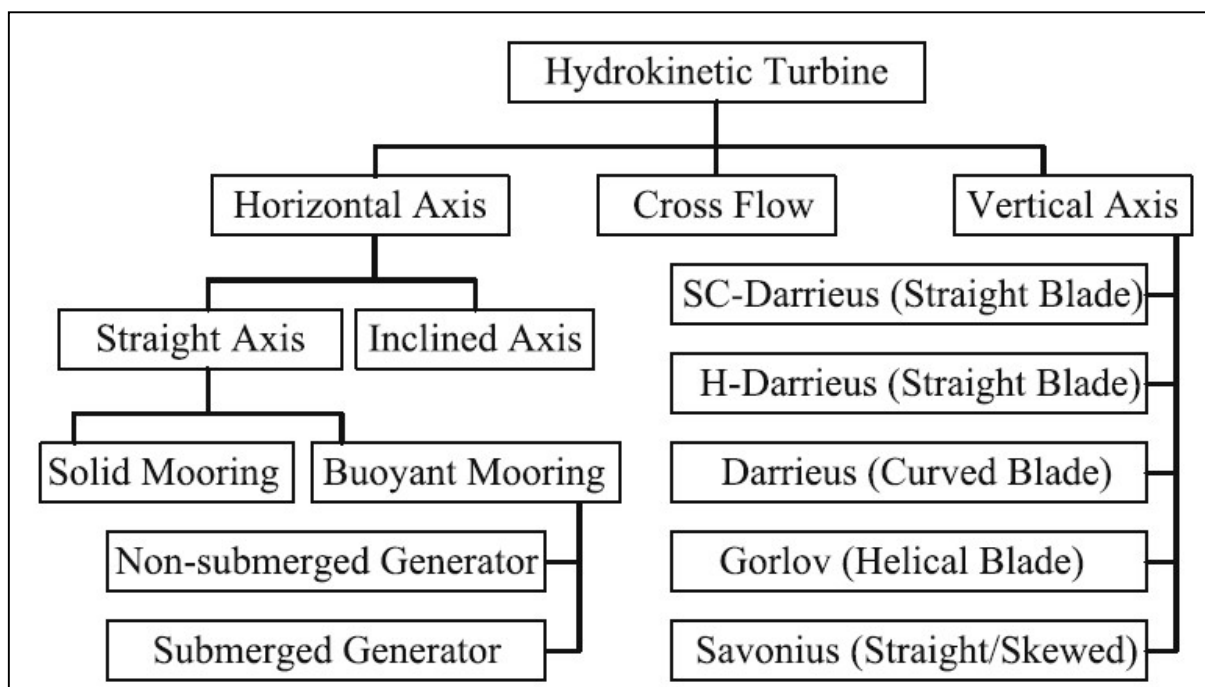


fig. 0.5 Classificazione delle turbine idrocinetiche

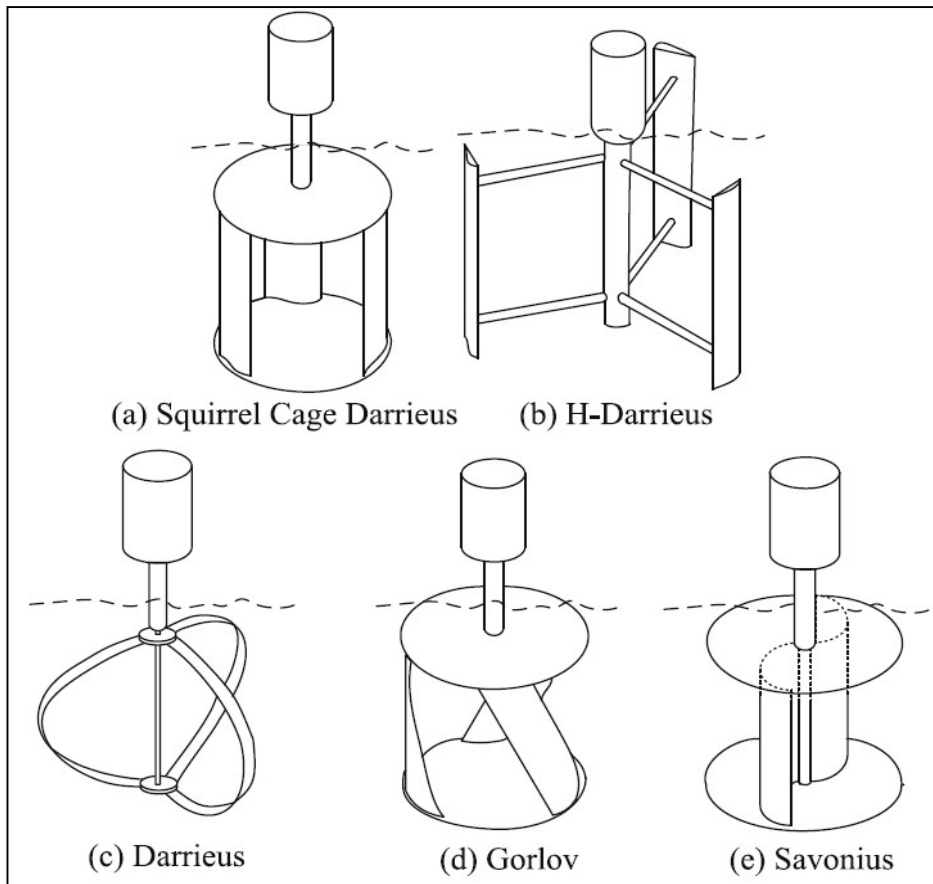


fig. 0.6 Tipologie di turbine idrocinetiche ad asse verticale

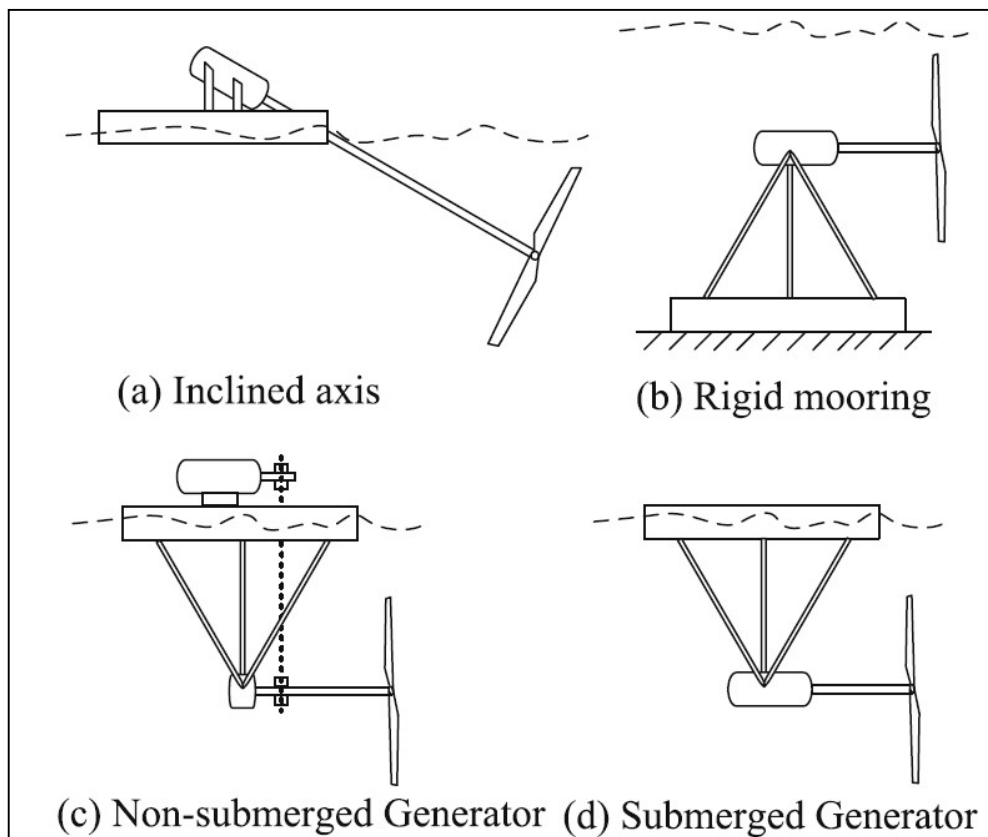


fig. 0.7 Esempi di configurazioni impiantistiche

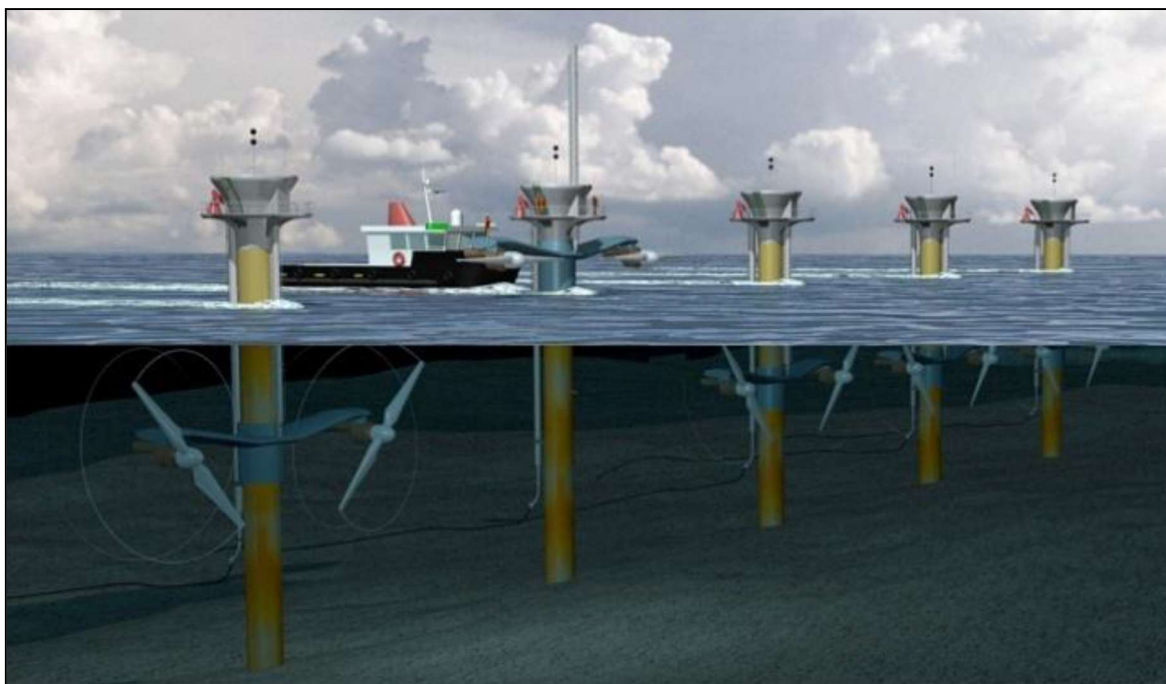


fig. 0.8 Rappresentazione pittorica dell'impianto MCT Seagen

A livello globale, è stato stimato che l'energia potenziale totale dissipata dalle maree nella Terra è circa 3000 GW, di cui circa 1/3 riguarda fondali bassi, adatti per realizzare opere civili di grandi dimensioni. Nella figura 0.9 vengono riportati i *range* e la potenza media disponibile, mentre in figura 0.10 sono riassunti i principali progetti ed applicazioni della tecnologia *tidal range*. I siti di maggiore interesse hanno una potenza stimata disponibile di 120 GW, pari al 12% di quella disponibile sul pianeta e al 10% della potenza globale disponibile da idroelettrico ad acqua fluente. Una situazione particolarmente favorevole è quella della Gran Bretagna; nel 1996 la Commissione Europea pubblicò uno studio in cui si stimava che, in teoria, il 25% della domanda di energia elettrica poteva essere soddisfatta sfruttando le maree (Twidell, Weir 2006).

In un report più recente (Carbon Trust 2011a) il Carbon Trust dà una stima più conservativa di 20.6 Twh/anno, con circa 1/3 della risorsa situato nel *Pentland Firth* e un altro terzo nello Stretto della Manica (Carbon Trust 2011b).

Lo sfruttamento della variazione di altezza dell'acqua indotte dalle maree è stato impiegato già a partire dal Medioevo in Cina ed Inghilterra per azionare piccole macchine operatrici. Tuttavia, ad oggi, le applicazioni di potenza si contano sulla punta delle dita, a causa degli elevati costi d'impianto e per problemi di *siting* degli impianti.

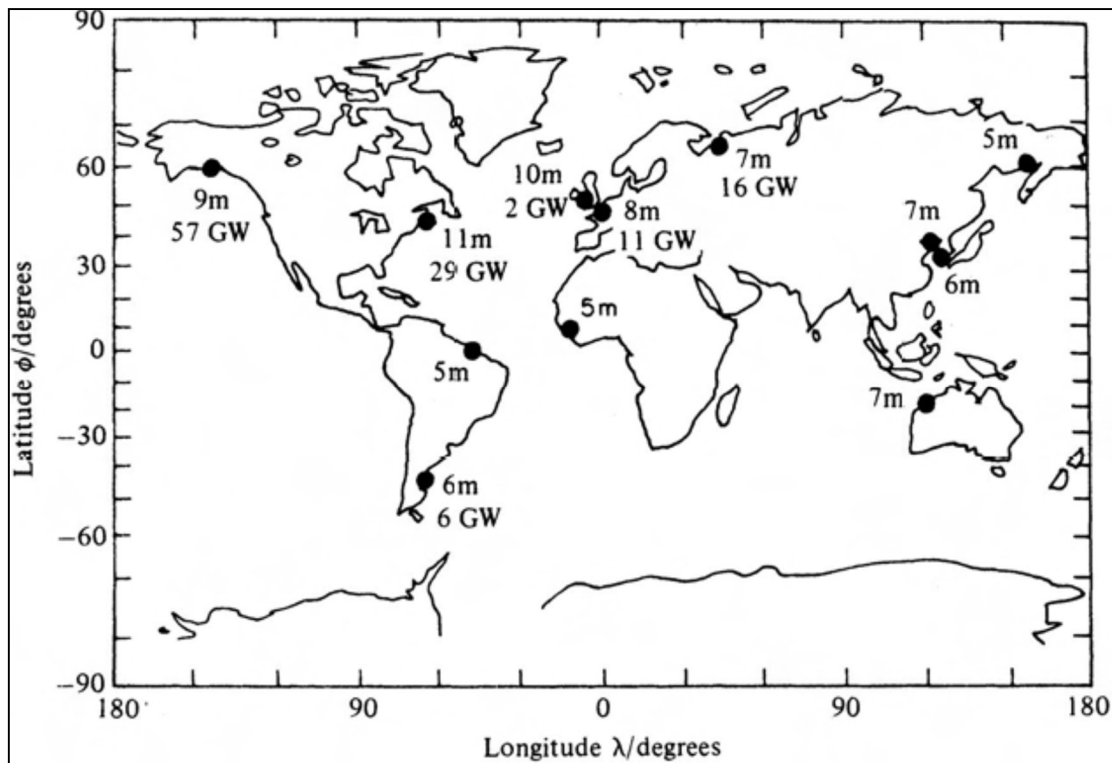


fig. 0.9 Mappa dei siti con i maggiori range di marea, in cui vengono specificate la potenza media disponibile ed il range medio

Altri luoghi che sono stati oggetto di studio comprendono ad esempio l'estuario del fiume Severn, ubicato tra Inghilterra e Galles e la Baia di Fundy situata tra USA e Canada.

Per esempio, tra i grandi impianti *tidal range*, vengono utilizzate turbine bi-direzionali nel caso di *La Rance* e *Kislaya Guba*, mentre nella Baia di Fundy vengono utilizzate macchine mono-direzionali. Gli impianti *tidal stream*, invece, seppur molto promettenti, hanno cominciato a ricevere attenzione nel corso degli anni '90, quando le tecnologie off-shore hanno raggiunto la piena maturità grazie all'eolico.

I vantaggi di questa tecnologia, tuttavia ancora in fase prototipale o pre-commerciale, sono da ricercarsi prima di tutto nel limitato impatto ambientale e nei bassi costi d'impianto, dato che non si rende necessaria la costruzione di una diga/sbarramento. Un tipo di turbina promettente potrebbe essere la *Gorlov*, una macchina formata da tre profili alari elicoidali avvolti secondo una superficie cilindrica, che ha come vantaggio una minore fluttuazione della coppia rispetto ad un rotore a pale dritte, dato che, durante la rivoluzione, è sempre presente un tratto di pala che produce coppia. Per questo motivo tali macchine hanno minori difficoltà d'avviamento ed inoltre risultano meno sensibili alle variazioni di angolo d'attacco del flusso (*Design-Fabrication-and-Testing-of-a-Water-Current-Energy-Device*).

<i>Location</i>	<i>Mean range</i>	<i>Basin area</i>	<i>Potential Mean power</i>	<i>Potential Annual prodn</i>	<i>Actual Installed capacity</i>	<i>Date commissioned</i>
	(m)	(km ²)	(MW)	(GWh y ⁻¹)	(MW)	
<i>North America</i>						
Passamaquoddy	5.5	262	1800	15 800	—	
Cobscook	5.5	106	722	6330	—	
Bay of Fundy	6.4	83	765	6710	17.8	1985
Minas-Cobequid	10.7	777	19900	175 000	—	
Amherst Point	10.7	10	256	2250	—	
Shepody	9.8	117	520	22 100	—	
Cumberland	10.1	73	1680	14 700	—	
Petitcodiac	10.7	31	794	6960	—	
Memramcook	10.7	23	590	5170	—	
<i>South America</i>						
San Jose	5.9	750	5870	51 500	—	
<i>Argentina</i>						
<i>UK</i>						
Severn	9.8	70	1680	15 000	—	
Mersey	6.5	~7	130	1300	—	
Solway Firth	5.5	~60	1200	10 000	—	
Thames	4.2	~40	230	1400	—	
<i>France</i>						
Aber-Benoit	5.2	2.9	18	158	—	
Aber-Wrac'h	5	1.1	6	53	—	
Arguenon	8.4	28	446	3910	—	
Frenaye	7.4	12	148	1300	—	
La Rance	8.4	22	349	3060	240	1966
Rotheneuf	8	1.1	16	140	—	
Mont St Michel	8.4	610	9700	85 100	—	
Somme	6.5	49	466	4090	—	
<i>Ireland</i>						
Strangford						
Lough	3.6	125	350	3070	—	
<i>Former Soviet Union</i>						
Kislaya	2.4	2	2	22	0.4	1966
Lumbouskii Bay	4.2	70	277	2430	—	
White Sea	5.65	2000	14 400	126 000	—	
Mezen Estuary	6.6	140	370	12 000	—	
<i>Australia</i>						
Kimberley	6.4	600	630	5600	—	
<i>China</i>						
Baishakou	2.4				0.64	1978
Jiangxia	7.1	2			3.2	1980
Xinfuyang	4.5				1.3	1989
About five other small sites	~5				0.53	1961–76
total			~63 000	~570 000	~1000	

fig. 0.10 Lista dei luoghi con maggiore potenziale energetico ed elenco degli impianti in esercizio

Tali macchine raggiungono C_p di 0.3 e l'asse di rotazione può essere sia verticale che orizzontale. Inoltre, come già accennato, in virtù dell'assialsimmetria della turbina, il verso di rotazione del rotore è indipendente dalla direzione del flusso incidente, a tutto vantaggio della semplicità del generatore elettrico e della possibilità di sfruttare la multi-direzionalità delle correnti di marea senza problemi.

L'accoppiamento di più turbine ad asse verticale di questo tipo è stato proposto per lo Stretto di *Uldolmok* in Corea, dove è presente una vigorosa corrente di marea, che raggiunge valori di 6 m/s ed inverte di direzione in maniera quasi reversibile 4 volte al giorno.

Per questo sito è stata stimata una potenza installabile di circa 90 MW.

Una rappresentazione pittorica di quest'impianto a rotori galleggianti è riportata in figura 0.11, dove si nota che i generatori elettrici sono posti sopra il pelo libero dell'acqua, a beneficio dell'affidabilità delle macchine elettriche e dei costi d'impianto.

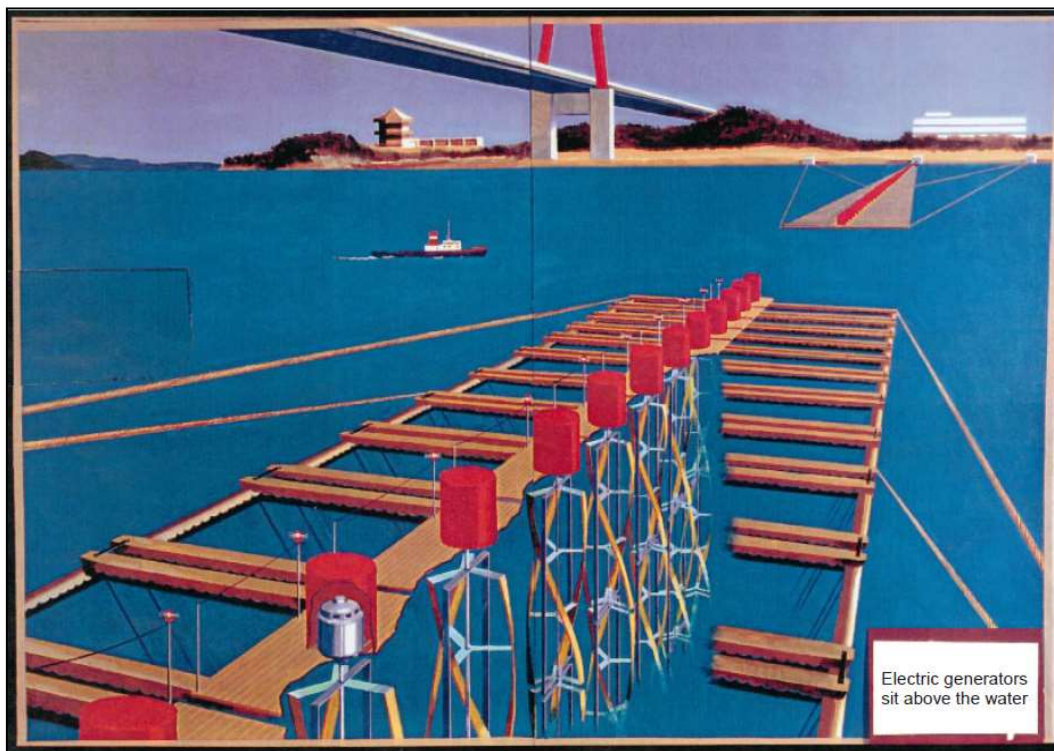


fig. 0.11 Rappresentazione pittorica del progetto d'impianto nello stretto di Uldolmok

Alternativamente alle macchine galleggianti sono state anche realizzate a livello prototipale degli impianti a turbine *Gorlov* ad asse orizzontale poggiate sul fondale marino, di cui riportiamo un esempio in figura 0.12.



fig. 0.12 Turbine Gorlov ad asse orizzontale appoggiate sul fondale marino

Svantaggi evidenti di questo tipo di impianto sono la collocazione del generatore elettrico, che risulta sommerso, e la bassa velocità dell'acqua in prossimità del fondale, a causa della condizione di no-slip presente su questa superficie. Questo fatto è stato analizzato nello studio (Mason-Jones et al. 2012), dal quale è emerso che il 75% circa dell'energia posseduta dalla corrente è concentrato nella metà superiore della colonna d'acqua.

Per quanto riguarda la risorsa energetica l'Europa, da studi effettuati dalla Commissione Europea, sono stati individuati più di 100 siti con elevate correnti marine, molti dei quali nel Regno Unito. Dalle stime effettuate è risultata una potenza installabile di circa 12,5 GW ed una producibilità attesa di 48 Twh (Commissione Europea 1996).

Intense correnti di marea si realizzano dove si verificano alte onde di marea, ovvero nei luoghi in cui l'orografia (stretti, istmi) e la batimetria (bassi fondali) incanalano il flusso, aumentandone la velocità. Per quanto riguarda l'Europa (vedi fig 0.13) risultano di particolare interesse lo Stretto di Messina, lo Stretto di Gibilterra, lo Stretto della Manica e la costa britannica in generale. Nella nostra Penisola lo sfruttamento energetico delle correnti di marea nello stretto di Messina è stato oggetto di studio di un recente report dell'ENEA (Coiro, Troise 2012)



fig. 0.13 Mappa dei siti con le maggiori correnti di marea a livello europeo

Nel nostro lavoro, in particolare, ci occuperemo dello studio delle interazioni fluidodinamiche che nascono nelle *farm* di turbine idrocinetiche, studiando l'accoppiamento di più rotori ad asse verticale di tipo Darrieus mediante analisi CFD con schemi numerici URANS (*unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes*).

In letteratura il tema è stato affrontato soprattutto per le *farm* di turbine eoliche ad asse orizzontale, ma esistono diversi studi anche per *farm* di HATT (*horizontal axis tidal turbines*) (Nishino, Willden 2012; Nishino, Willden 2013a; Nishino, Willden 2013b; Nishino, Draper 2014; Nishino, Draper 2015; Nishino 2013; Perez-Campos, Nishino 2015).

In particolare sono stati proposti modelli CFD ibridi, in cui le turbine sono rimpiazzate da dischi porosi, modellati come pozzi di quantità di moto, in questo modo si riduce notevolmente il costo computazionale delle simulazioni (Fleming et al. 2011).

Questa tecnica, nell'ambito di macchine ad asse orizzontale, è stata usata sia per turbine eoliche (Sørensen, Myken 1992; Mikkelsen 2003) che per *tidal turbines* (MacLeod et al. 2002; Batten et al. 2013).

Esistono diversi gradi di accuratezza, che vanno dalla semplice applicazione della teoria del disco attuatore proposta da Betz alla teoria BEM (*blade element momentum*); in

quest'ultimo caso la fisica del rotore è descritta con maggior dettaglio e si riesce a simulare più accuratamente la scia prodotta dalle turbine, che è un elemento fondamentale da studiare per l'accoppiamento di più rotori. Infatti quest'ultima tecnica è stata spesso usata per modellare le scie nelle *farm* di *HATT* (Turnock et al. 2011; Masters et al. 2013; Batten et al. 2013; Belloni 2013).

A livello fluidodinamico, la turbina, in virtù della resistenza offerta al flusso, devia la corrente ai lati, secondo il classico andamento a imbuto del tubo di flusso di Betz e, nel caso di grandi installazioni, c'è un'ulteriore deviazione con scala di lunghezza dell'ordine della *farm*. La situazione è riassunta nella seguente figura 0.14. Tale fenomeno è chiamato bloccaggio.

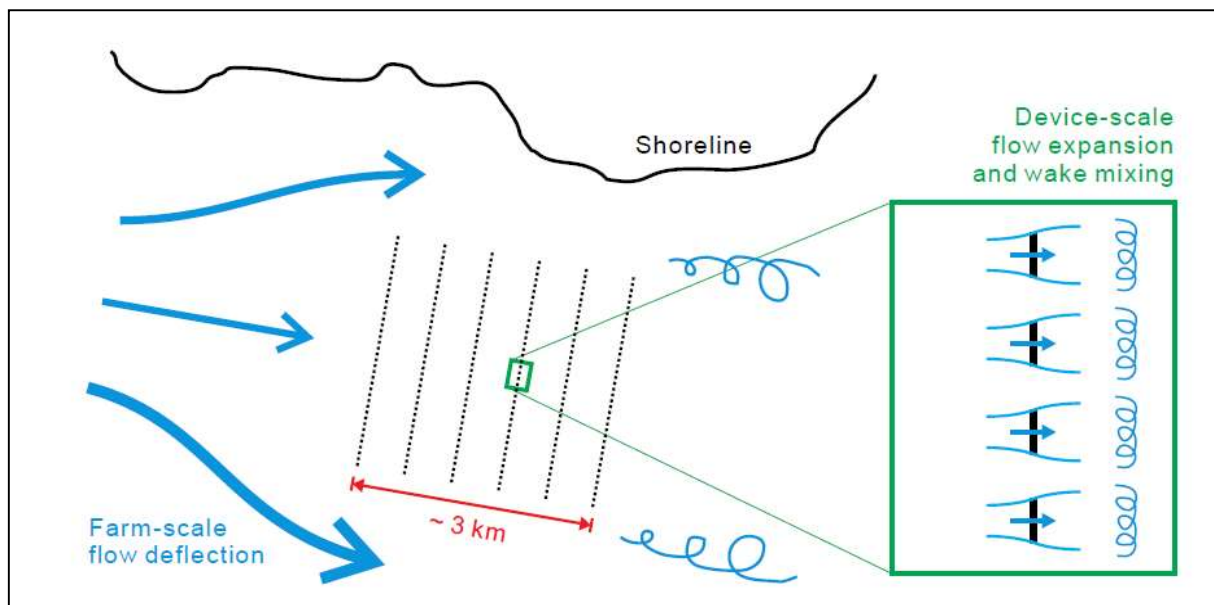


fig. 0.14 Rappresentazione delle due diverse scale di lunghezza del fenomeno di bloccaggio

La deviazione del flusso comporta un incremento di velocità e quindi di energia cinetica, ai lati della turbina, come si può vedere in figura 0.18. Tale fenomeno è sfruttabile accoppiando più turbine in maniera ravvicinata, ottenendo un beneficio in termini di potenza estratta (Nishino, Draper 2014; Hunter et al. 2015). In particolare, per una schiera di *HATT* ravvicinate, è stato dimostrato (Nishino, Willden 2012) che il C_p , in funzione del rapporto di bloccaggio locale (definito dal rapporto fra area del singolo rotore e singola area di passaggio), può raggiungere un valore massimo di 0.798, superando dunque il limite di Betz (0.593). Il superamento del limite di Betz è dovuto al fatto che si ottiene lavoro non solo dall'energia cinetica del flusso, ma anche dalla differenza di pressione che si instaura nel

flusso indisturbato a monte e a valle della schiera (Nishino, Draper 2015). Un esempio di distribuzione del campo di velocità per una *farm* composta da 5 *HATT*, modellati mediante dischi attuatori, è riportato nella seguente figura 0.15 (Antheaume et al., 2008).

È interessante notare la netta distinzione fra il flusso intorno a ciascun rotore e quello intorno all'intera schiera di turbine, come avevamo detto in precedenza. Inoltre, l'accelerazione del flusso fra due turbine contigue rende vantaggiosa una disposizione sfalsata di un'eventuale schiera di turbine retrostante, che può essere necessaria per motivi d'ingombro longitudinale. Uno studio sulla diversa disposizione di una *farm* costituita da due schiere di *HATT* è quello di (Nishino, Draper 2014). In particolare vengono confrontate configurazioni con rotori sfalsati ed allineati, mostrando come varia il C_p medio della *farm* al variare del coefficiente di bloccaggio locale B_L , già definito in precedenza (cfr. figg. 0.16, 0.17, 0.18). In particolare si vede come la disposizione sfalsata sia più vantaggiosa rispetto a quella allineata, a causa dello sfruttamento ottimale del bloccaggio, tuttavia i C_p risultano inferiori a quelli raggiunti dalla *farm* a schiera singola.

Per quanto riguarda le *VATT* (*vertical axis tidal turbines*) non esistono, ad oggi, modelli semplificati che permettano l'accoppiamento con modelli CFD.

Per queste macchine, ad esempio, non si dovrebbe più parlare di disco attuatore, bensì di cilindro attuatore.

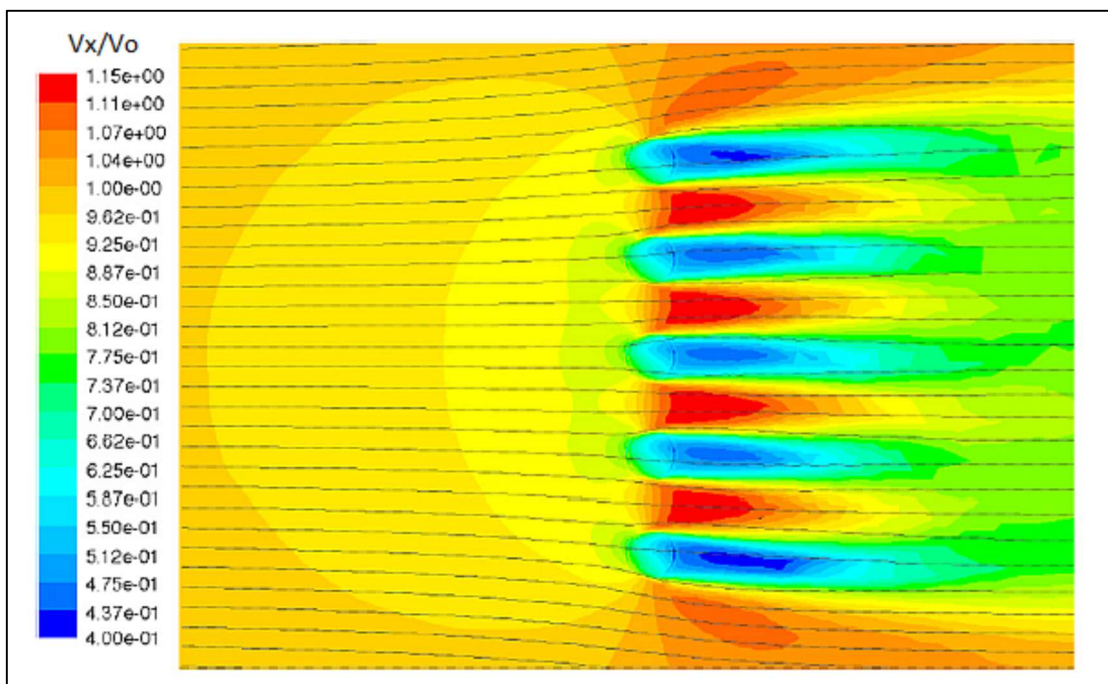
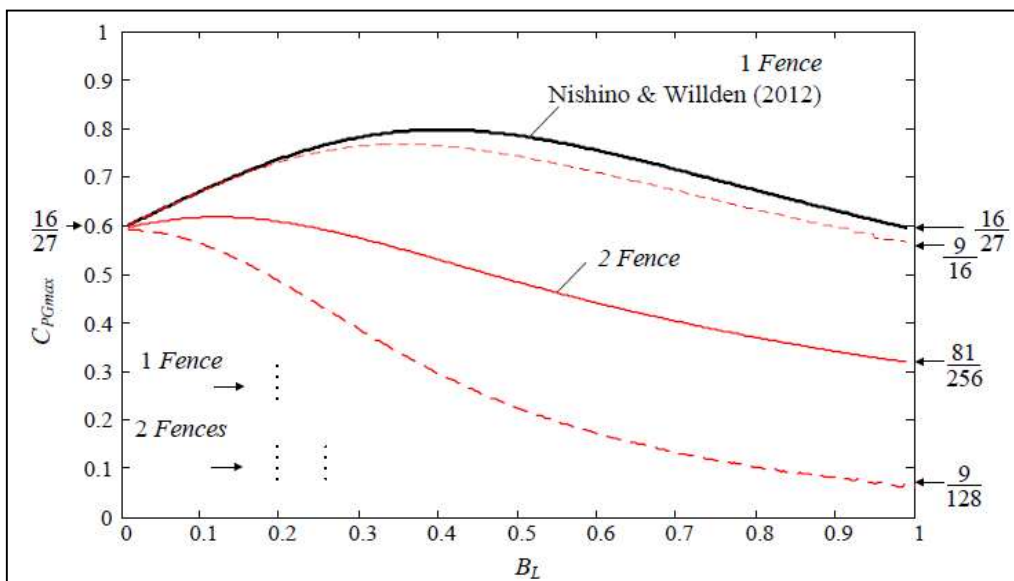
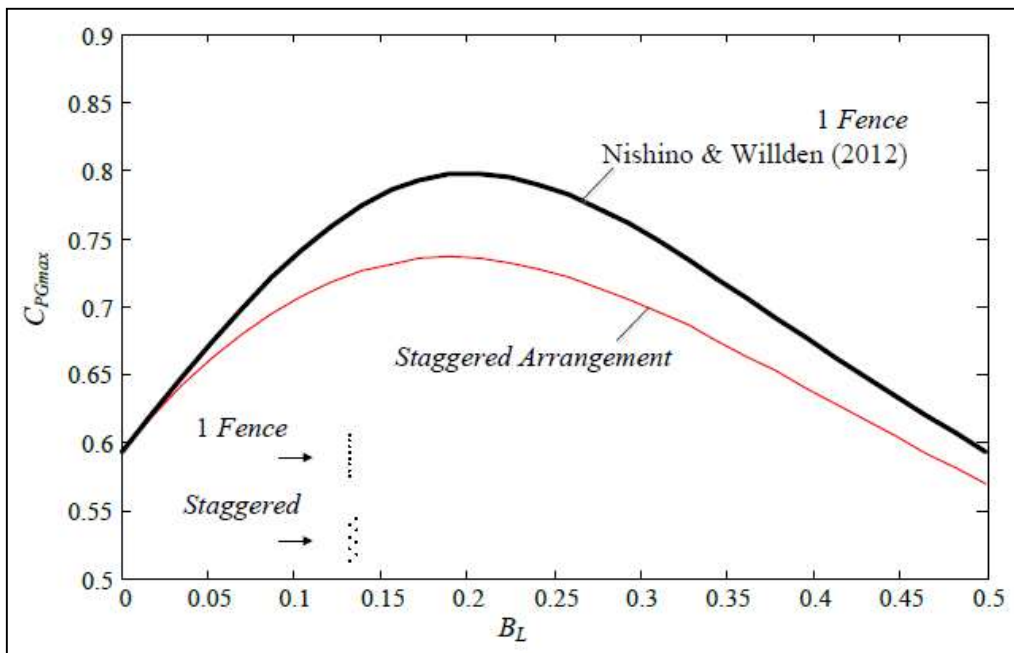
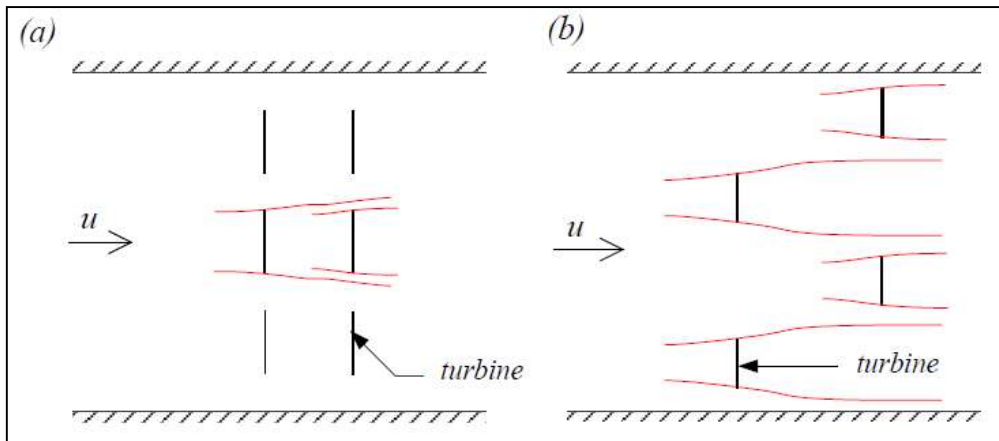


fig. 0.15 Campo di velocità normalizzato rispetto alla velocità del fluido indisturbato a monte



figg. 0.16, 0.17, 0.18 Rappresentazione di diverse disposizioni della farm e conseguenze sul C_p

Un lavoro che tratta l'accoppiamento di VATT (Darrieus tripala) è quello di (Li, Calışal 2010a). In questo studio viene impiegato un modello numerico DVM-UBC (*discrete vortex method*), nel quale si applica la teoria del flusso potenziale, tenendo in conto anche dell'effetto della viscosità, limitata tuttavia al *near field*. Il modello inoltre è stato validato con dati ottenuti sperimentalmente. È stato studiato l'accoppiamento di 2 turbine ed è emerso che i fattori che maggiormente influenzano la resa del sistema sono:

- 1) la distanza fra i rotori;
- 2) la direzione della corrente;
- 3) il verso di rotazione delle turbine;
- 4) TSR (*tip speed ratio*)

In particolare è stato dimostrato (Li, Calışal 2010b) che al crescere del TSR aumenta la frequenza di *vortex shedding*. Questo fenomeno, unitamente alla ridotta distanza fra i rotori, rende massima l'interazione fluidodinamica delle due macchine.

Il parametro preso in esame nello studio è stato il rendimento relativo, definito come il rapporto tra la somma dei rendimenti delle turbine accoppiate e l'efficienza della macchina isolata. L'effetto dell'interazione può essere positivo ($\eta_{rel} > 2$) o negativo ($\eta_{rel} < 2$) ed avrà un massimo per flussi con angoli di incidenza nulla (*canard system*) ed un minimo per flussi con angolo d'incidenza di 90° (*tandem system*). In particolare è emerso che il valore massimo di efficienza relativa (2.64) si registra per TSR di 5.25, con turbine equi-rotanti e ad angoli di incidenza del flusso di 45° .

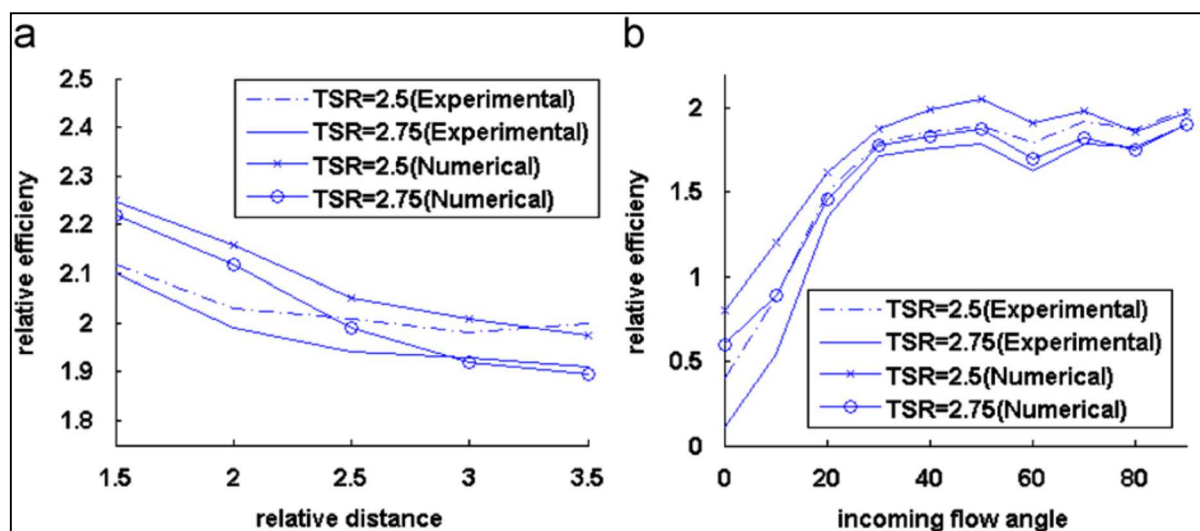


fig. 0.19 Efficienza relativa della coppia di turbine rispetto alla turbina isolata al variare della distanza fra i rotori e della direzione della corrente, per due diversi valori di TSR

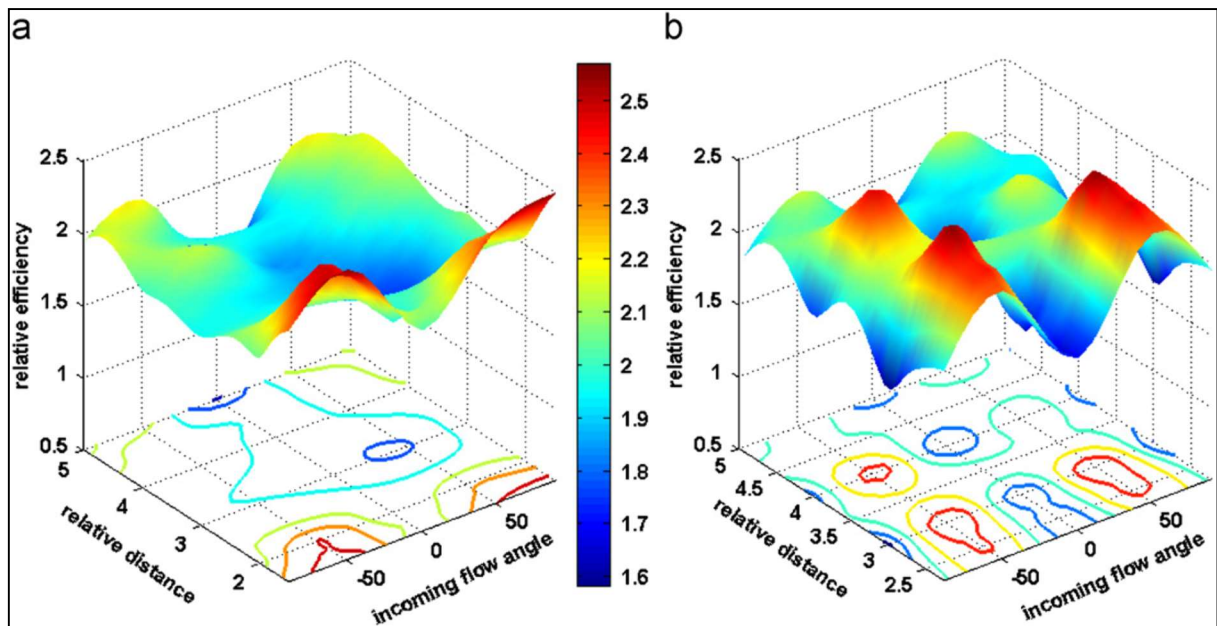


fig. 0.20 Efficienza relativa della coppia di turbine rispetto alla turbina singola, nel caso di rotori contro-rotanti (a) ed equi-rotanti (b)

Nell'ambito dell'eolico, lo studio dell'accoppiamento di più rotori ad asse verticale è stato oggetto di studio di diversi articoli (Dabiri 2011; Araya et al. 2014; Zanforlin, Nishino 2016;). In particolare, in (Dabiri 2011) è stata effettuata un'estesa campagna sperimentale, disponendo coppie di VAWT molto ravvicinate fra di loro in diverse configurazioni. Un dato interessante emerso è l'elevata densità di potenza ottenibile, che nel caso *farm* di HAWT si attesta su $2-3 \text{ W/m}^2$, mentre nella *farm* di VAWT studiata ha raggiunto valori più grandi di un ordine di grandezza.

Questo perché nel caso di macchine ad asse orizzontale, per mantenere il 90% del rendimento della turbina isolata, bisogna distanziare i rotori almeno di 6-10 D in direzione longitudinale e 3-5 D in direzione trasversale, dove con "D" abbiamo indicato il diametro del rotore. In particolare è emersa l'importanza di avere coppie di rotori contro-rotanti, che inducono velocità in scia dello stesso verso, permettono di avere minori gradienti di velocità, riducendo la dissipazione in energia cinetica turbolenta in scia, aumentando l'energia estraibile dalle turbine poste a valle.

Lo stesso impianto a VAWT è stata oggetto di studio di un successivo lavoro (Araya et al. 2014), in cui si cerca di riprodurre la fluidodinamica della *farm* mediante LRB (*leaky Rankine bodies*), che rappresentano in maniera analitica le turbine attraverso doppietti di sorgenti-pozzi di velocità, considerando inoltre un flusso di tipo potenziale.

Il modello è stato calibrato con dati sperimentali ed è stato possibile calcolare, con uno sforzo computazionale accettabile, la *performance* della *farm* al variare della disposizione delle turbine.

Nei lavori di Dabiri non vengono impiegati modelli *CFD*, che permettono di analizzare più in dettaglio la fisica dei fenomeni fluidodinamici, il metodo dei *LRB* infatti è una sorta di artificio matematico che cerca di “saltare” la fisica del problema, conducendo però a risultati accettabilmente realistici per quanto riguarda le caratteristiche salienti del campo di moto esterno alle turbine e alle loro scie immediate. In pratica, il modello è utile solo a prevedere l’energia cinetica che le turbine appartenenti alle file successive alla prima hanno a disposizione.

La fisica del problema è invece analizzata in (Zanforlin, Nishino 2016), dove vengono studiate le interazioni fluidodinamiche di una coppia di turbine eoliche Darrieus contro-rotanti, al variare della configurazione (allineate, sfalsate,) e delle condizioni operative (TSR).

Tale studio è il punto di partenza del nostro lavoro di Tesi, che si prefigge in particolare di valutare l’effetto della solidità della turbina sulle prestazioni del sistema, mediante l’ausilio di simulazioni *CFD 2D URANS (unsteady Reynolds- averaged Navier-Stokes)*.

La Tesi è articolata in 3 capitoli:

- 1) Nel primo capitolo viene effettuata una stima della risorsa energetica di tre diversi siti posti nello stretto della Manica (*siting*), descrivendo estesamente le caratteristiche dei luoghi presi in esame;
- 2) Nel secondo capitolo vengono effettuate analisi di producibilità energetica, confrontando la resa della turbina isolata con quella della turbina in *farm*. A tale scopo sono state analizzate turbine disposte l’una affianco all’altra e turbine disposte a triangolo.
- 3) Nell’ultimo capitolo viene affrontato il problema dell’interazione fra più turbine ravvicinate, cercando di capire i meccanismi fisici coinvolti con l’ausilio di simulazioni *CFD 2D*. Ci siamo concentrati soprattutto sulle coppie di rotori, analizzando numerose disposizioni. Seguono le conclusioni e gli interrogativi ancora aperti.

CAPITOLO 1: SITING

1.1 Reperimento dei dati relativi alle correnti di marea nei luoghi d'interesse

La prima fase di questo lavoro di Tesi ha riguardato la ricerca di dati di velocità delle correnti di marea in tre luoghi situati nello Stretto della Manica. La scelta dei siti è stata ripresa dai lavori di (Bahaj et al. 2007), (Blunden 2008), (Blunden 2009), i quali mettevano in evidenza i seguenti aspetti:

- Portland Bill (coordinate geografiche $50^{\circ} 29' \cdot 6''$ N $1^{\circ} 26' \cdot 6''$ W, punto F dell'AC 2615): elevate velocità delle correnti di marea unite ad un'elevata asimmetria d'inversione del flusso;
- Race of Alderney (coordinate geografiche $49^{\circ} 43' \cdot 9''$ N $2^{\circ} 03' \cdot 6''$ W, punto C dell'AC 2669): elevate velocità delle correnti di marea unite ad un'elevata simmetria d'inversione del flusso;
- St. Catherine's point (coordinate geografiche $50^{\circ} 30' \cdot 4''$ N $1^{\circ} 16' \cdot 6''$ W, punto F dell'AC 2045): elevata simmetria d'inversione del flusso, ma velocità inferiori rispetto a Race of Alderney.

Di seguito riportiamo una mappa della Manica, nella quale evidenziamo i siti presi in esame.

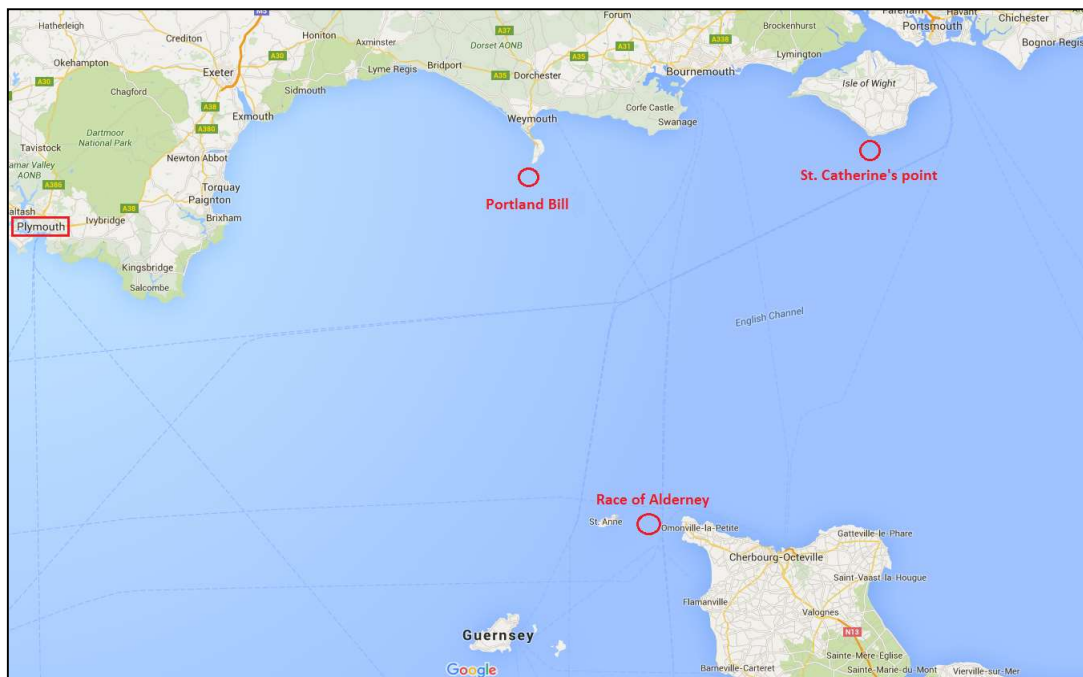


fig. 1.1 Localizzazione geografica dei luoghi d'interesse

I luoghi scelti hanno caratteristiche particolari, che derivano soprattutto dall'orografia del territorio (effetto Venturi per Race of Alderney ed effetto della conformazione della costa per Portland Bill e St. Catherine's point), che influenzano in maniera differente l'intensità e la direzione dei flussi d'acqua.

Sfortunatamente i dati orari relativi alle velocità delle correnti di marea non sono direttamente reperibili ed esistono fondamentalmente tre modi per ottenerli:

1. analisi armonica. In questo tipo di analisi la velocità della corrente di marea, in un dato punto ed in un dato istante, viene rappresentata in forma complessa come somma di N ellissi fondamentali a frequenze diverse, calcolate a partire dalle frequenze astronomiche fondamentali (giorno solare, giorno lunare, ecc.). Inoltre è possibile calcolare la direzione del flusso con il solito dettaglio temporale e spaziale. (Batten et al. 2006)
2. misure effettuate con continuità sul luogo mediante appositi strumenti. Ad esempio (Coiro, Troise 2012) per le sue misurazioni relative allo Stretto di Messina, ha utilizzato un correntometro sonico (Doppler monostatico), con il quale è possibile rilevare sia la direzione della corrente che il profilo di velocità nelle sue 3 componenti in funzione della profondità lungo una colonna d'acqua che parte dal sensore e termina in superficie.

Nei rilevatori Doppler monostatici vengono impiegati una serie di trasduttori acustici di cui sono noti la posizione e l'orientamento, ciascuno dei quali produce un fascio di onde sonore emesse normalmente alla superficie del trasduttore. Durante il funzionamento ciascun trasduttore produce un breve impulso sonoro di frequenza nota, che si propaga lungo l'asse di emissione del trasduttore (Coiro et al. 2013). Il suono emesso viene riflesso in tutte le direzioni dal particolare presente in sospensione nel fluido in cui si effettua la misurazione. Una frazione dell'energia emessa viene riflessa verso la stessa sorgente con un cambiamento nel valore di frequenza, classico dell'effetto Doppler, proporzionale alla velocità della particella che ha riflesso l'onda sonora incidente. Attraverso la misura della variazione di frequenza dovuta all'effetto Doppler, il sistema è in grado di stimare la componente di velocità lungo ciascuno degli assi dei fasci emessi dai trasduttori. Utilizzando tre fasci sonori e conoscendo l'orientazione relativa dei fasci è possibile ricostruire la

velocità tridimensionale del flusso media. Riportiamo di seguito alcuni vantaggi di questa tecnologia di misurazione (Coiro et al. 2013):

- La misura è effettuata in un punto remoto dal sistema di misura; in tal modo la distorsione della misura indotta dalla presenza dello strumento è ridotta;
- è possibile effettuare misure anche a velocità molto basse;
- non sono presenti parti in movimento, come su altre tipologie di sensori (come ad esempio eliche mosse); in tal modo si riduce la sensibilità alle incrostazioni o alla formazione di colonie biologiche, e si migliora la possibilità di intervenire con applicazione di antivegetativi (circostante particolarmente interessanti per lunghe installazioni in ambiente marino);
- i sistemi basati sul principio Doppler presentano una ridotta necessità di ricalibrazioni, essendo i dati di velocità, misurati secondo tale principio, difficilmente affetti da derive.

3. Elaborazione dei dati reperibili sulle tavole di marea.

Queste tavole forniscono i livelli e gli orari di alta e bassa marea giornalieri in numerosi porti per un anno di riferimento, a partire da quest'ultime, con un'opportuna procedura, è possibile estrapolare i dati della velocità della corrente ora per ora in un determinato luogo

1.2 Estrapolazione dei dati di velocità della corrente di marea

Nel nostro lavoro, per trovare l'andamento delle velocità delle correnti di marea, abbiamo utilizzato l'ultimo dei metodi descritti in precedenza. Per ottenere i valori delle velocità delle correnti di marea è necessario avere a disposizione i valori giornalieri di alta marea e bassa marea (in termini di altezza del battente d'acqua e ora del giorno in cui si verifica il fenomeno), unitamente ai valori delle velocità della corrente in condizioni di *spring* e *neap* (*range* dell'altezza di marea rispettivamente massimo e minimo nell'ambito di un mese lunare, come abbiamo detto nell'introduzione). In figura 1.2 riportiamo l'andamento nel mese di gennaio della velocità della corrente per uno dei tre luoghi presi in esame, in cui vengono evidenziate le maree di plenilunio (*spring*) e di quadratura (*neap*).

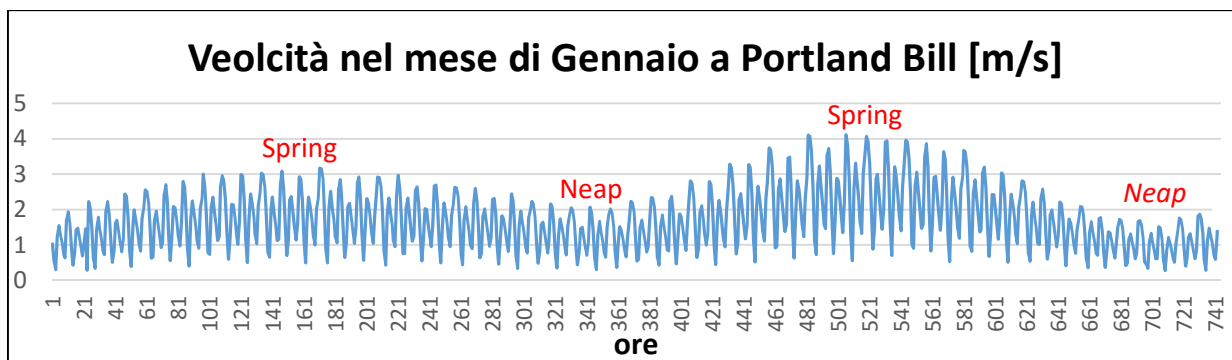


fig. 1.2 Tipico profilo di velocità della corrente di marea, in cui si evidenziano spring e neap tides

In particolare esistono tre fonti per ottenere i dati d'interesse:

- *Admiralty tide tables* (ATT): forniscono i livelli e gli orari di alta e bassa marea giornalieri in numerosi porti per un anno di riferimento (volume 1 UK "Admiralty Tide tables NP 201"; volume 2 mediterraneo e atlantico "NP202 Admiralty Tide Tables (ATT) Volume 2, Europe, Mediterranean Sea and Atlantic Ocean", ecc.).
- *Admiralty nautical chart* (AC): Sono dei poster (carte geografiche) in cui sono riportate delle tabelle dette del diamante (*tidal diamonds*, cfr. fig. 1.3). In queste tabelle vengono scritti i dati relativi alle direzioni e all'intensità di *neap* e *spring* per determinate coordinate geografiche individuate sulla carta da un rombo, che ricorda un diamante appunto. In particolare sono riportati 13 valori medi orari, relativi a 6 ore prima e a 6 ore dopo l'alta marea in un porto di riferimento.
- *Admiralty tidal stream atlases* (NP): forniscono le direzioni delle correnti e i valori di velocità di *spring* e *neap* medi in numerosi punti, sempre in termini orari per 6 ore prima e 6 ore dopo l'alta marea in un porto di riferimento.

Tidal Streams referred to HW at PORTSMOUTH													
Hours		Geographical Position		D 50 35.9'N 1 29.2'W		E 50 35.9'N 1 22.9'W		F 50 30.4'N 1 16.8'W		G 50 33.5'N 1 16.8'W			
After Low Water		Directions of streams (degrees)	Rates at spring tides (knots)	Rates at neap tides (knots)	094	1.9 0.9	129	1.3 0.6	084	1.2 0.6	072	2.3 1.2	-6
5	100				2.3 1.2	127	1.7 0.9	100	3.6 1.8	070	3.7 1.8	-5	
4	102				2.7 1.3	125	1.8 0.9	100	4.5 2.2	080	3.3 1.6	-4	
3	101				2.5 1.2	120	1.4 0.7	100	4.5 2.2	079	2.9 1.5	-3	
2	102				1.8 0.9	109	0.7 0.4	100	3.5 1.7	077	2.4 1.2	-2	
1	106				0.9 0.4	320	0.6 0.3	092	1.3 0.6	066	0.3 0.1	-1	
High Water					282	0.6 0.3	302	1.8 0.9	290	1.2 0.6	262	2.4 1.2	0
1					285	1.8 0.9	300	2.1 1.1	276	3.9 1.9	257	3.4 1.7	+1
2					286	2.3 1.2	300	1.6 0.8	276	4.3 2.1	252	3.8 1.9	+2
3					281	2.2 1.1	301	0.9 0.4	276	4.1 2.0	260	3.4 1.7	+3
4					283	1.6 0.8	290	0.2 0.1	276	3.1 1.5	255	2.3 1.2	+4
5					310	0.5 0.2	135	0.5 0.2	294	1.2 0.6	247	0.8 0.4	+5
6					090	0.9 0.5	129	1.1 0.6	068	0.7 0.4	075	1.6 0.8	+6

Occorre sottolineare che non esiste un archivio digitale in cui siano presenti i dati cercati, tutti i documenti sono cartacei. In rete tuttavia, sul sito web www.visitmyharbour.com è possibile trovare scansioni di *Admiralty tidal stream atlases* e *Admiralty nautical charts* per numerose località della costa Britannica. Attraverso questi dati, utilizzando una procedura empirica, è possibile ricavare i valori orari della velocità della corrente in un determinato periodo; nel nostro caso abbiamo scelto un intervallo temporale di 6 mesi, a causa della mancanza di dati relativi ad un intero anno.



fig. 1.4 Esempio di immagine reperibile sugli Admiralty tidal stream atlases

Descriviamo ora brevemente il procedimento effettuato. Nel documento (RYA 1998) è stato reperito un diagramma per calcolare le velocità della corrente di marea, riferito al porto di Plymouth. In questo grafico sono riportati in *ascisse* valori di velocità espressi in nodi ed in *ordinate* valori medi del *range* riportati in metri. Le tavole di marea del porto di Plymouth sono state reperite nel medesimo documento, mentre per i valori di velocità di *neap* e *spring* sono stati presi dalle *Admiralty nautical chart* relative ai i luoghi d'interesse. Queste informazioni sono sufficienti per ottenere i valori orari di velocità da 6 ore prima a 6 ore dopo una qualsiasi alta marea. Facendo riferimento alla figura 1.6, per un determinato orario prima o dopo l'alta marea e quindi per due determinati valori di *neap* e *spring*, si individuano due punti sul diagramma in corrispondenza dell'intersezione dell'*ascisse* e delle linee tratteggiate con la dicitura corrispondente.

A questo punto si uniscono con una retta tali punti e in *ordinate* si riporta il *range* di competenza per l'orario desiderato, ricavato dalle tavole di marea. Adesso per ottenere la velocità basta trovare il valore dell'*ascisse* corrispondente al valore del *range* in *ordinate* della retta precedentemente tracciata. Per comprendere meglio la procedura si riporta un esempio in figura 1.6. La velocità cercata è quella relativa alle 7:56 del 7 giugno a Race of Alderney.

ENGLAND - PLYMOUTH (DEVONPORT)			
TIMES AND HEIGHTS OF HIGH AND LOW WATERS			
JUNE			
Time	m	Time	m
5 0205	0.5	20 0205	1.2
0815	5.3	0805	4.8
W 1426	0.7	TH 1416	1.4
2032	5.5	2015	5.0
6 0252	0.7	21 0235	1.4
0904	5.2	0842	4.7
TH 1513	0.9	F 1445	1.5
2119	5.3	2050	4.9
7 0340	0.9	22 0305	1.5
0956	5.0	0918	4.6
F 1601	1.2	SA 1516	1.7
2211	5.1	2126	4.8

Dalle tavole di marea di Plymouth (vedi fig. 1.5) troviamo:

$$\begin{cases} LW & 4:40; & 0,9 \text{ m} \\ HW & 10:56; & 5,0 \text{ m} \end{cases} \rightarrow range = 4,1 \text{ m}$$

fig. 1.5 Esempio di una tavola di marea

mentre dalle tabelle del diamante otteniamo una velocità di *neap* di 2,3 nodi e una di *spring* di 5,7 nodi. Tracciando la retta per i precedenti due punti troviamo che il valore della velocità corrispondente al *range* di 4,1 metri è 4,9 nodi. Dunque la procedura è un'estrapolazione lineare ripetuta di 13 valori. Per quanto riguarda la direzione del flusso abbiamo assunto che quest'ultima si mantenesse costante nell'arco di un'ora e dunque la direzione assume lo stesso valore ogni 13 ore. Come si evince dall'esempio precedente i dati devono essere manipolati per ottenere le velocità orarie "esatte" (nel nostro caso calcolate alle 0:00, 1:00, ecc.), mediante un'ulteriore estrapolazione lineare. Per quanto riguarda i dati di marea di St. Catherine's point abbiamo reperito le tabelle del diamante riferite al porto di St. Helier e non riferite al porto di Plymouth. È stato necessario dunque correggere gli orari di alta marea, ma non i valori di direzione, di *neap* e di *spring*, dato che questi ultimi sono valori assoluti e non relativi. Per riportare gli orari di alta marea al porto di Plymouth abbiamo confrontato la cronologia delle alte maree nei due porti nel mese di gennaio, attraverso la *Admiralty tide table* ed è emerso che i valori di St. Helier risultano in media sfasati di 50 minuti in ritardo rispetto a Plymouth. Lo stesso problema si è verificato per St.

Catherine's point, in cui le tabelle del diamante erano riferite al porto di Portsmouth.

Nelle seguenti figure riportiamo i diagrammi polari delle velocità di *spring* nei vari luoghi esaminati, in cui abbiamo evidenziato la sequenza cronologica con cui i moduli e le direzioni delle velocità si susseguono nell'arco di 12 ore.

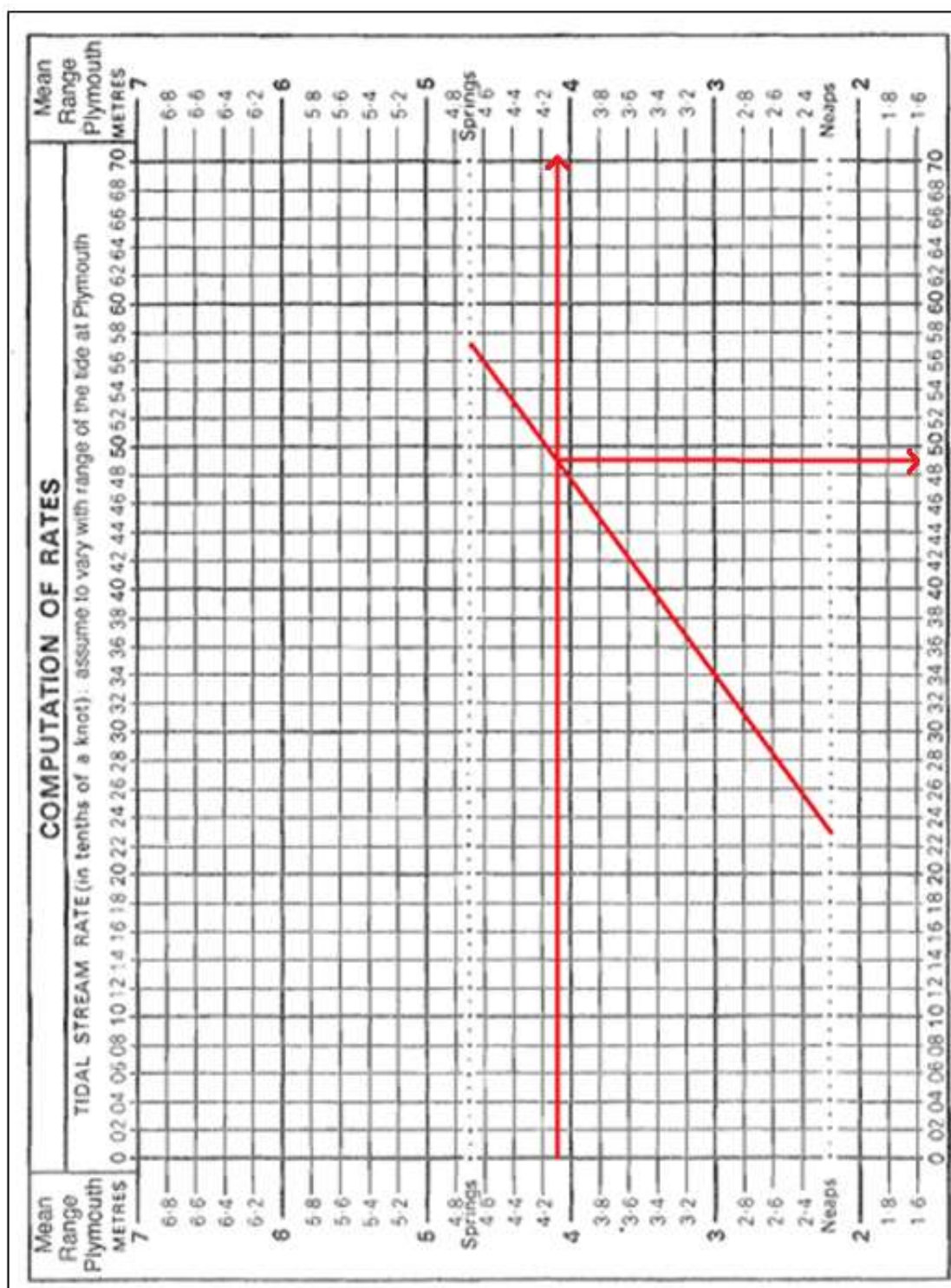
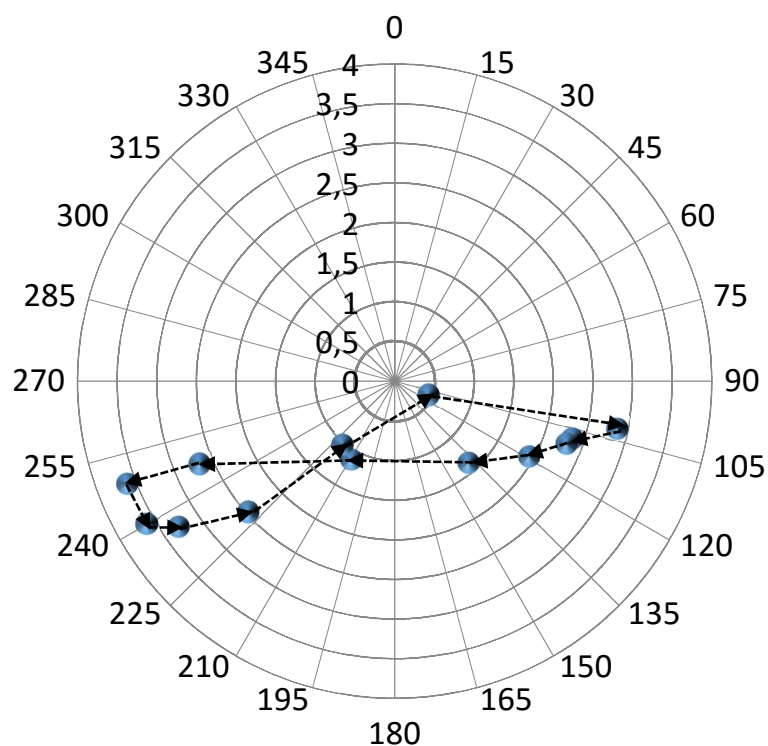


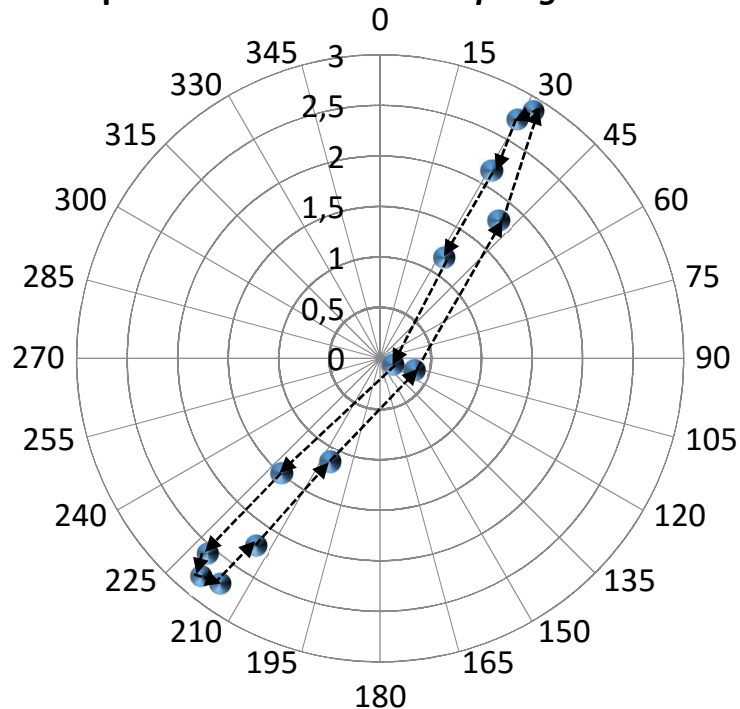
fig. 1.6 Diagramma utilizzato per calcolare le velocità delle correnti di marea, in cui è riportato graficamente un esempio

Diagramma polare delle velocità di *spring* a Portland Bill [m/s]

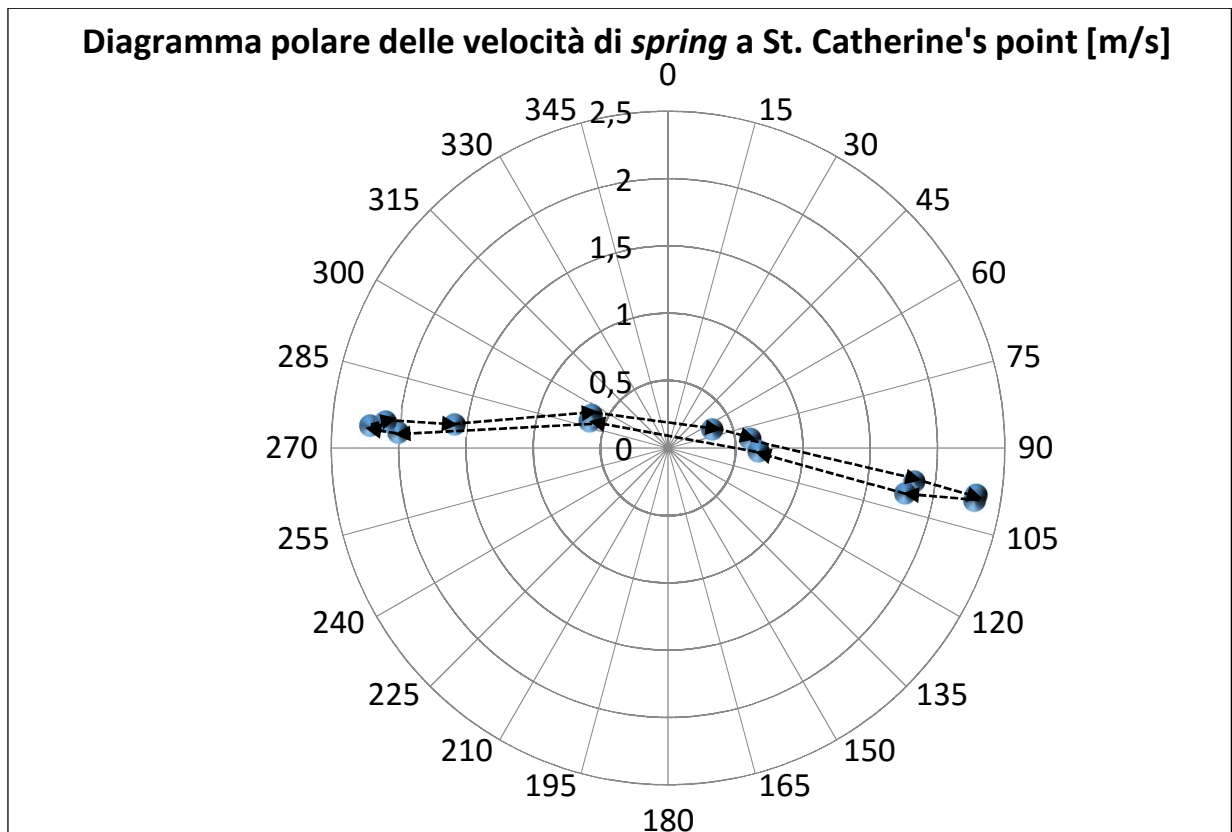


*fig. 1.7 Diagramma polare delle velocità di *spring* a Portland Bill*

Diagramma polare delle velocità di *spring* a Race of Alderney



*fig. 1.8 Diagramma polare delle velocità di *spring* a Race of Alderney*



*fig. 1.9 Diagramma polare delle velocità di *spring* a St. Catherine's point*

Come avevamo già detto, l'inversione a Race of Alderney ed in particolar modo a St. Catherine's point è quasi perfetta, mentre nel caso di Portland Bill l'andamento è alquanto caotico, come è stato evidenziato nel lavoro di (Blunden, Bahaj 2006), in cui sono state effettuate simulazioni CFD per riprodurre il flusso della corrente in quest'ultima località. Riportiamo nella seguente figura i risultati ottenuti all'ora dell'alta marea del 4 gennaio 2003 e quelli di 6 ore prima, dai quali si evince facilmente l'asimmetria nell'inversione del flusso.

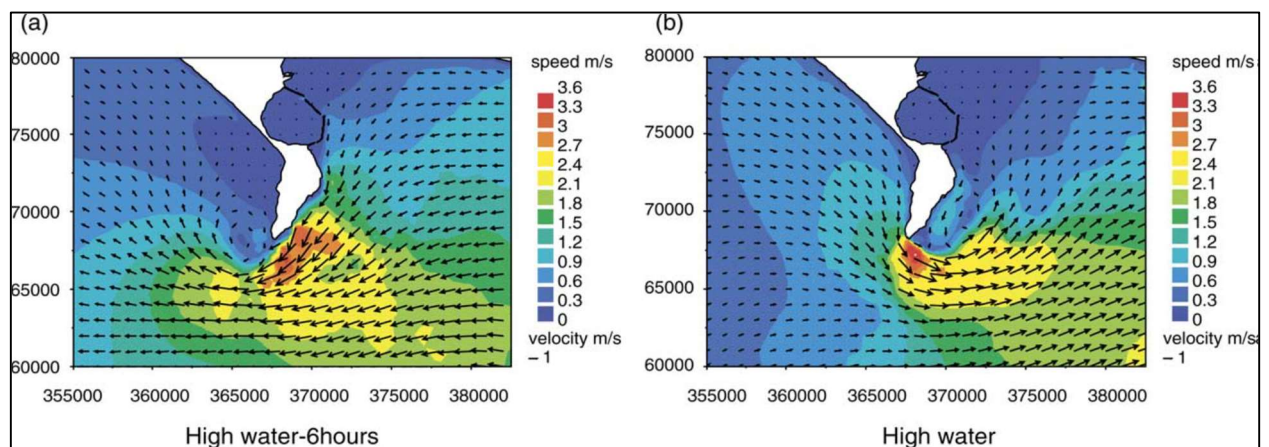


fig. 1.10 Campo di moto delle correnti di marea a Portland Bill in due diversi istanti temporali

CAPITOLO 2: EFFETTO DELLE CARATTERISTICHE DELLE CORRENTI E DELL'ARRANGIAMENTO DEI ROTORI SULLA PRODUCIBILITÀ DI UNA TERNA DI VATT

2.1 Sfruttamento energetico delle correnti di marea

Lo sfruttamento energetico delle correnti di marea per la produzione di energia elettrica presenta diversi aspetti problematici:

- necessità di avere velocità della corrente elevate, con velocità medie di *spring* superiori a 1,5 m/s (Commissione Europea 2006);
- dato che la direzione del flusso non è costante serviranno, nel caso di turbine ad asse orizzontale, sistemi per aggiustare l'imbardata, o rotori in grado di cambiare il verso di rotazione, o il *pitch* o rotori collocati *downstream* (dietro la torre). Le turbine ad asse verticale in tal senso potrebbero rappresentare un'ottima soluzione, dato che non risentono della direzione della corrente.

Nel caso di *farm* di turbine, inoltre, la variazione di direzione influenza le scie e dunque le interazioni fluidodinamiche fra i rotori, le quali influenzano, in positivo od in negativo, le prestazioni delle macchine;

- necessità di non intralciare la navigazione, per questo si consiglia, se l'obiettivo è di fissarle al fondale, di scegliere siti che abbiano profondità superiori ai 20 metri (Blunden 2009).

2.1.1 Turbina isolata

Nel nostro lavoro di Tesi, come abbiamo accennato in precedenza, abbiamo scelto come macchina motrice una turbina ad asse verticale di tipo Darrieus, ispirata al lavoro sperimentale di (Shiono et al., 2000). La turbina analizzata in quest'ultimo studio è rappresentata nelle seguenti figg. 2.1, 2.2.

Riguardo alla forma del profilo alare (*foil*), è stato adottato il *foil* cambered NACA633-018, in quanto utilizzato in vari lavori sperimentali (Shiono et al., 2000; Kirke, Lazauskas, 2008). Il *cambering* è stato ottenuto proiettando il rispettivo *foil* simmetrico (NACA0018) sulla

circonferenza rotazionale della pala; tale espediente è spesso utilizzato nella progettazione e test di prototipi per eliminare la dipendenza della coppia motrice dal punto della corda in cui i braccetti agganciano le pale. Questo perché da studi precedenti su VATT di questo tipo era emerso che l'angolo di installazione dei profili sulla circonferenza esterna di rotazione influenzava in maniera non trascurabile le variazioni di coppia sperimentate dalla macchina (Shiono et al., 2000). Per ovviare a questo inconveniente l'angolo d'installazione è stato reso costante mediante il *cambering* del profilo.

Nel lavoro di Shiono et. al sono state effettuate prove sperimentali in una vasca idrodinamica, valutando diversi parametri d'interesse in funzione:

- della solidità della turbina (σ), definita come il rapporto tra la superficie delle pale (BcL) e la superficie totale spazzata dal rotore ($2\pi RL$). In particolare sono stati impiegati diversi valori di corda, mantenendo inalterati gli altri parametri;
- di TSR (*tip speed ratio*) definito come rapporto tra la velocità periferica della pala e velocità della corrente indisturbata a monte del rotore;
- della velocità della corrente a monte del rotore;
- del numero di pale della macchina, per un dato valore di solidità.

La turbina da noi adottata ha una solidità prossima a quella ottimale testata da (Shiono et al., 2000) (rispettivamente 0.18 e 0.179), mentre la taglia è più grande (1.0 m di diametro), ma ancora piuttosto ridotta se si pensa ad applicazioni di potenza significativa.

La taglia da noi scelta risponde infatti all'esigenza di potere eventualmente realizzare un prototipo da provare in mare. Si immagina che le pale abbiano lunghezza pari a 2.0 m, il che corrisponde ad un *aspect ratio* della macchina ($AR=L/D$) di 2, il che sembra ragionevole se si vuole contenere le perdite fluidodinamiche alle punte delle pale. Per svolgere i calcoli di producibilità della turbina occorre conoscere o, nel nostro caso, ipotizzare una curva di potenza. in via preliminare ci siamo ispirati al lavoro di (Coiro, Troise 2012), in particolare per quanto riguarda la forma estremamente semplificata di tale curva, i valori di velocità della corrente di cut-in, nominale e di cut-off. Una rappresentazione grafica della curva di potenza adottata è mostrata in figura 2.3.

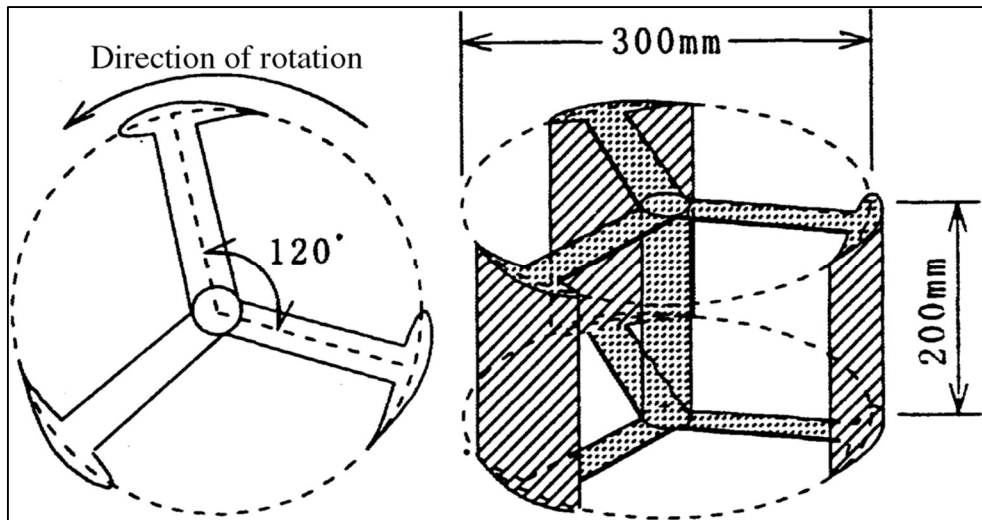


fig. 2.1 Geometria della turbina adottata nel lavoro di Shiono et al., 2000

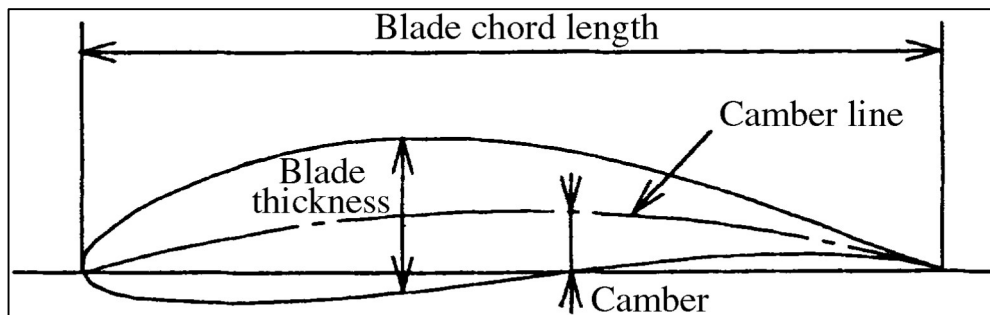


fig. 2.2 Geometria della pala adottata nel lavoro di Shiono et al., 2000

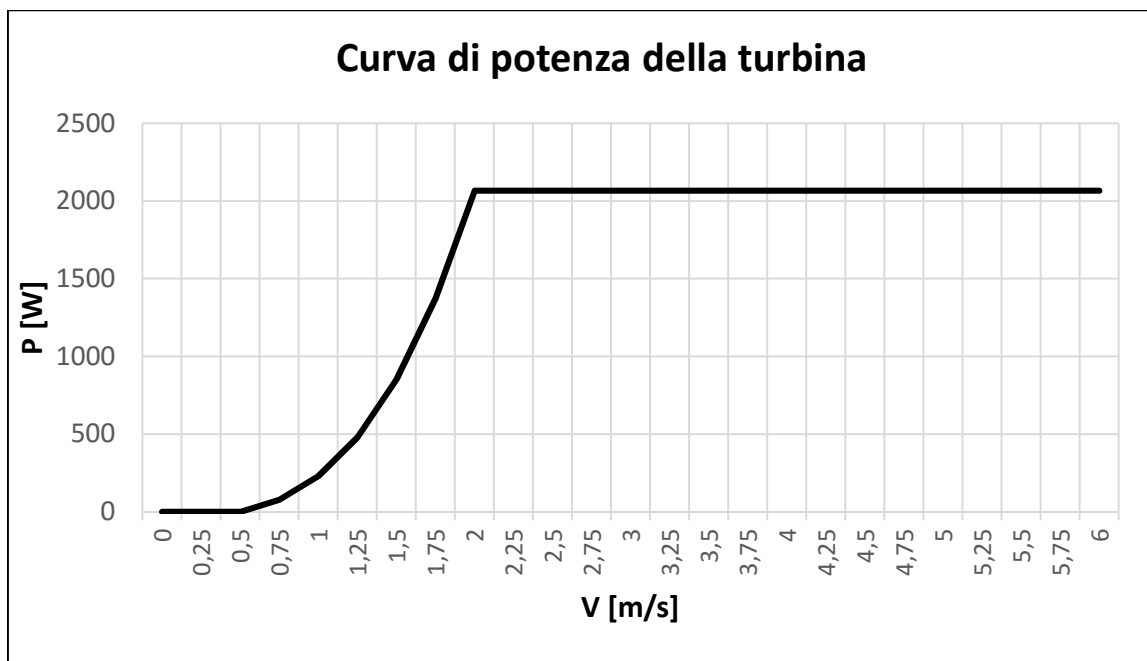


fig. 2.3 Curva di potenza della turbina ripresa da (Coiro, Troise 2012)

La procedura per ricavare la curva di potenza è stata la seguente:

- a) abbiamo fissato la velocità di *cut-in* (0,5 m/s), ovvero la velocità del flusso alla quale la macchina comincia ad erogare potenza;
- b) abbiamo imposto la velocità nominale della turbina (2 m/s), ipotizzando che la potenza si mantenesse costante per velocità superiori, fino al raggiungimento della velocità di cut-off (6 m/s) e calcolato la potenza nominale ($P_{nom} = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3$);
- c) abbiamo raccordato i due precedenti tratti con una curva polinomiale di terzo grado.

Tale curva di potenza ricorda quella di una turbina ad asse orizzontale e quindi è irrealistica per una turbina ad asse verticale, infatti, in una fase successiva, abbiamo adottato una curva di potenza più realistica.

Per quanto riguarda la scelta del C_p abbiamo utilizzato un valore ottenuto da precedenti simulazioni numeriche 2D effettuate al DESTEC per turbine idrocinetiche dello stesso tipo (0.343), decurtando tale valore del 25% (0.258), per tener conto di perdite fluidodinamiche non prevedibili in simulazioni CFD 2D, come le perdite alle punte e le perdite dovute all'interferenza con i braccetti che sorreggono le pale e l'albero. Inoltre abbiamo tenuto in conto le perdite meccaniche causate dall'attrito ed infine le perdite nel generatore elettrico. Nella tabella seguente riassumiamo i dati caratteristici di questa macchina ipotetica.

V_{cut-in} [m/s]	0,5
V_{nominale} [m/s]	2
V_{cut-off} [m/s]	6
C_p ideale [-]	0,34
C_p [-]	0,26
Altezza pala [m]	2
Diametro rotore [m]	1
Area [m²]	2
P nominale [kW]	2, 07

tab. 2.1 Parametri caratteristici della turbina

Analizzando la potenza istantanea prodotta dalla turbina nell'arco di 6 mesi (gennaio-giugno) nelle tre località, che riportiamo nelle figure 2.4, 2.5, 2.6 si nota una sorta di effetto di saturazione passando da St. Catherine's point a Race of Alderney e da Race of Alderney a Portland Bill. Questo è dovuto al fatto che le velocità nei vari siti crescono nell'ordine sopra citato, dunque viene raggiunta con maggiore frequenza la potenza nominale e la risorsa viene sfruttata in maniera sempre meno efficiente, dato che non sfruttato parte dell'energia contenuta nel flusso d'acqua. Questo effetto si nota anche dagli andamenti di velocità nelle tre località (figg. 2.7, 2.8, 2.9), in cui abbiamo evidenziato in rosso le velocità che non vengono sfruttate appieno dalla macchina.

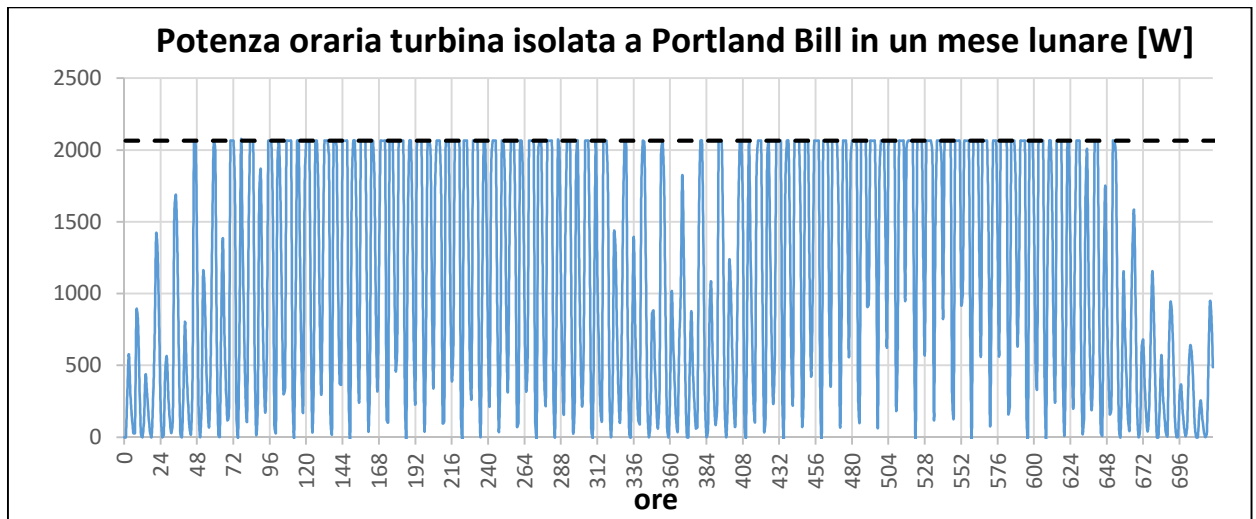


fig. 2.4 Potenza oraria della turbina isolata a Portland Bill in un mese lunare

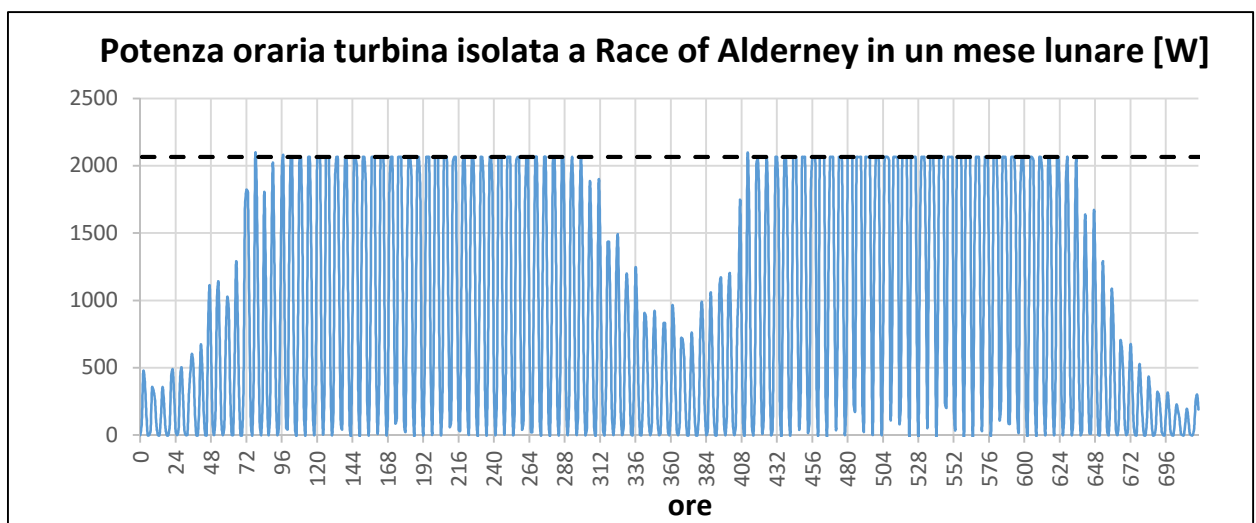


fig. 2.5 Potenza oraria della turbina isolata a Race of Alderney in un mese lunare

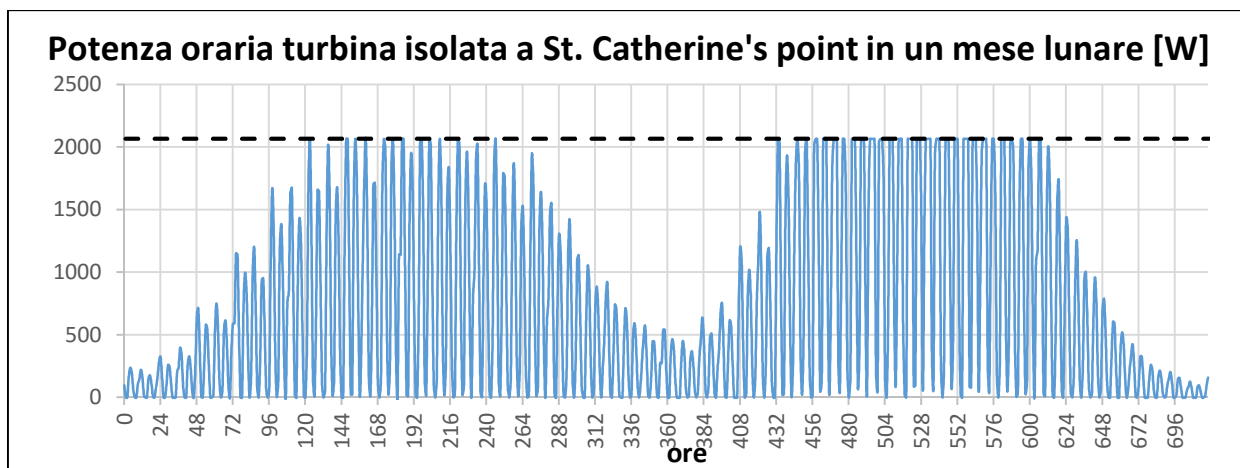


fig. 2.6 Potenza oraria della turbina isolata a St. Catherine's point in un mese lunare

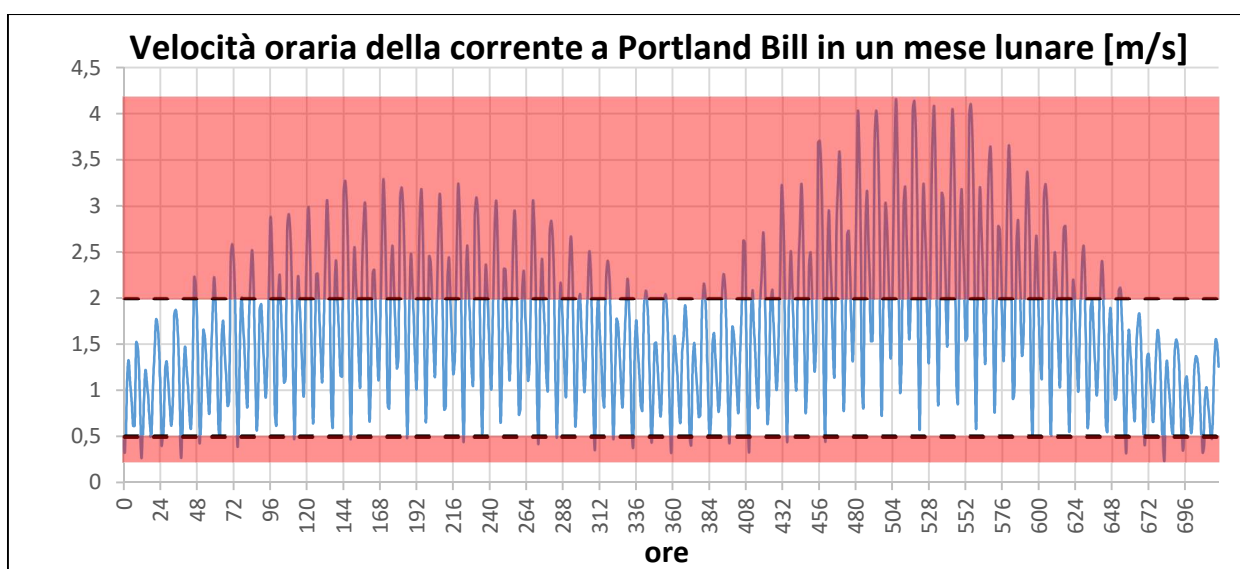


fig. 2.7 Velocità oraria della corrente di marea a Portland Bill in un mese lunare

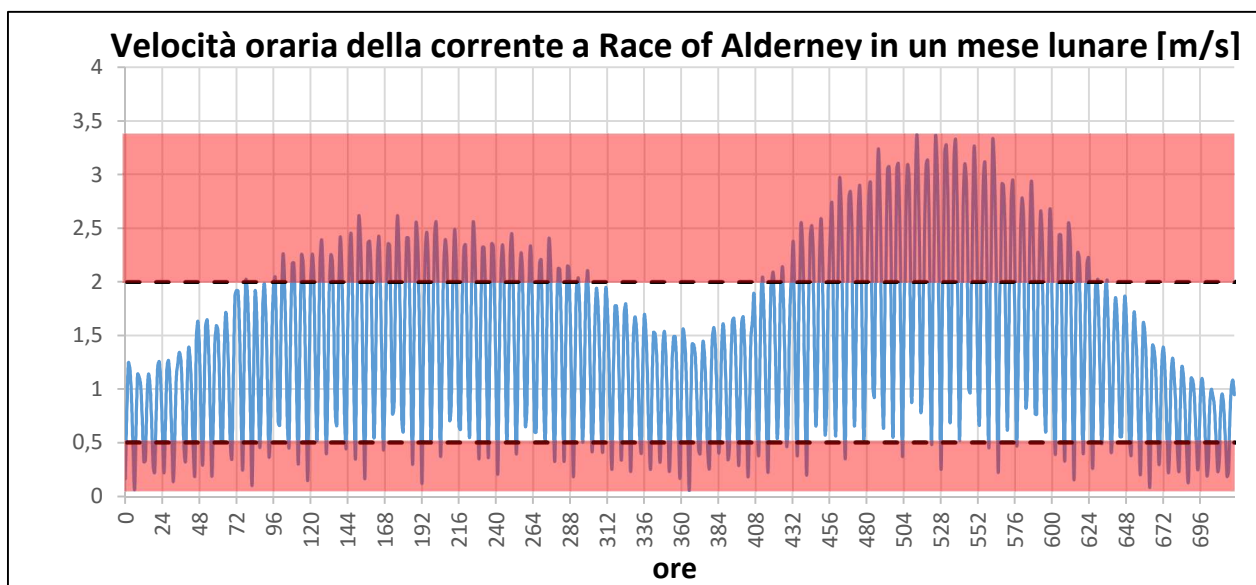


fig. 2.8 Velocità oraria della corrente di marea a Race of Alderney in un mese lunare

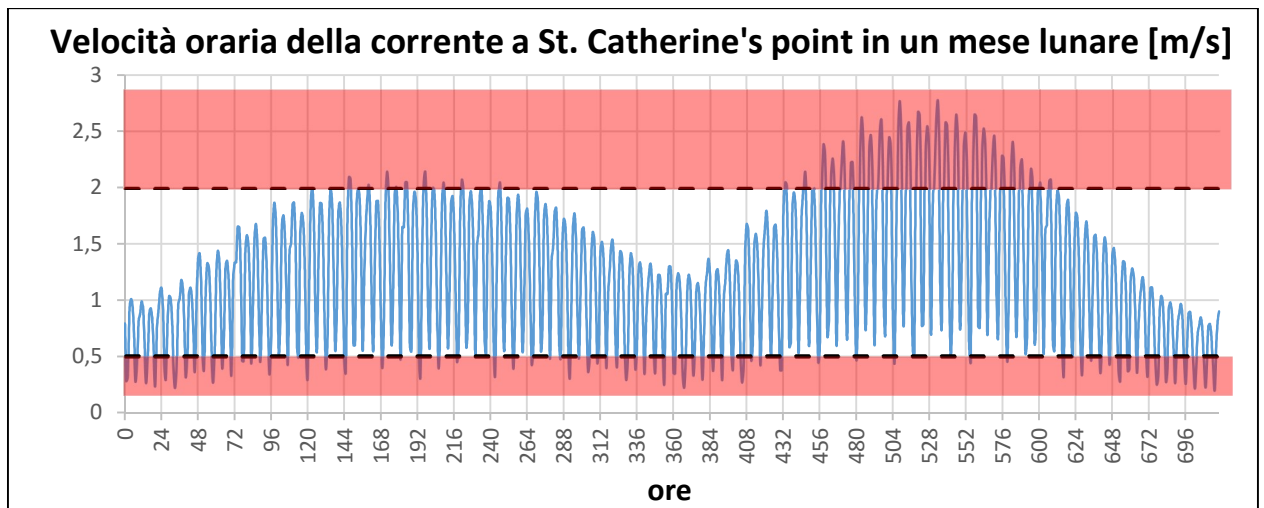


fig. 2.9 Velocità oraria della corrente di marea a St. Catherine's point in un mese lunare

Nella seguente tabella riassumiamo i risultati ottenuti per i tre siti in termini energetici: Portland Bill ha la maggiore producibilità energetica, quasi tripla rispetto a quella di St. Catherine's point, tuttavia il rendimento energetico, calcolato come rapporto tra l'energia prodotta e l'energia disponibile nel flusso d'acqua, è assai basso e quasi dimezzato rispetto a quello di St. Catherine's point. Race of Alderney ha caratteristiche intermedie. Le ore equivalenti sono definite dal rapporto fra l'energia prodotta e la potenza nominale della macchina.

	<i>Portland Bill</i>	<i>Race of Alderney</i>	<i>St. Catherine's point</i>
Energia disponibile [MWh]	35,96	21,38	12,80
Energia turbina isolata [MWh]	5,08	4,02	3,09
Ore equivalenti [h]	2460	1950	1500
η isolata = (E/E disp.)	0,14	0,19	0,24

A questo punto abbiamo cercato in letteratura una curva di potenza più realistica per la turbina presa in esame nel nostro studio. Abbiamo trovato la curva di potenza di una piccola turbina eolica (4 Kw) di tipo Darrieus a pale avvolte, disponibile all'indirizzo web <http://etcgreen.com/vertical-axis-wind-turbine-4kw-2ndgen/>.

Per questo tipo di macchine la regolazione più plausibile è quella per stallo passivo: con questa tecnica si ottiene il C_p ottimale per un ampio *range* di velocità del flusso, agendo sulla velocità angolare del rotore, in modo da mantenere il valore di *tip speed ratio* ($TSR = \frac{\Omega R}{U_\infty}$) che massimizza il coefficiente di potenza. Una volta raggiunta la velocità angolare nominale del rotore, non si opera sul *pitch*, come nel caso delle turbine ad asse orizzontale, dato che una regolazione di questo tipo risulterebbe alquanto complessa, a causa della continua variazione dell'angolo di attacco durante una rivoluzione completa del rotore, richiedendo complessi cinematismi e influenzando negativamente sull'affidabilità della turbina (Goude 2012). Per questo motivo, una volta raggiunte le condizioni nominali la velocità angolare del rotore è mantenuta costante e il C_p comincia a decadere causa l'insorgere del fenomeno dello stallo. Tuttavia la potenza prodotta continua a crescere per un certo *range* di velocità della corrente superiori a quella nominale, in virtù dell'andamento della potenza col cubo della velocità del flusso.

Nella seguente figura riportiamo gli andamenti ipotizzati per C_p e curva di potenza. Nella fattispecie, abbiamo assunto velocità di cut-in pari a 0,5 m/s e velocità nominale di 1,75 m/s.

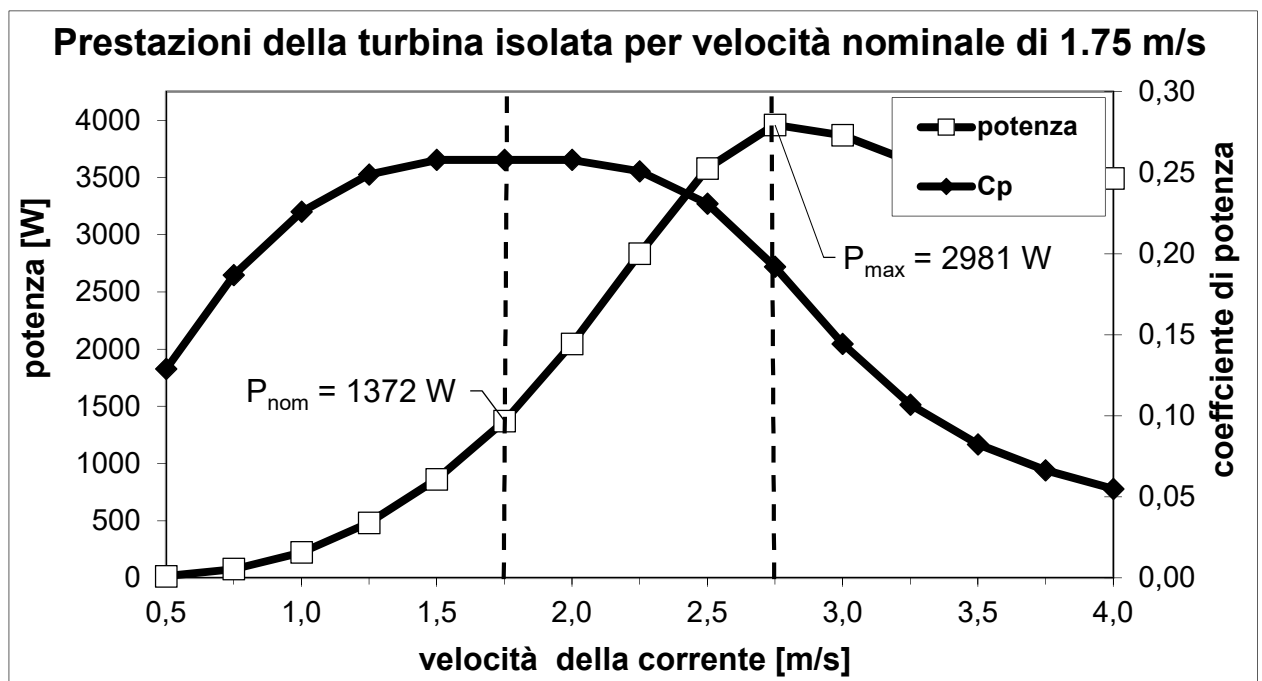


fig. 2.10 Curva di potenza e andamento del C_p al variare della velocità della corrente di marea

Per quanto riguarda il coefficiente di potenza abbiamo ipotizzato che questo assumesse un valore alla velocità di cut-in pari alla metà di quello raggiunto in condizioni nominali, che vale

0.258; per valori della velocità della corrente superiori a quello nominale abbiamo adottato un andamento calante del C_p in modo che la curva di potenza risultante assumesse l'andamento realistico trovato in letteratura per la turbina da 4 kW menzionata sopra. Abbiamo quindi effettuato un'analisi di sensibilità alla velocità nominale, semplicemente allungando od accorciando il *plateaux* della curva del C_p . Nelle seguenti figure 2.11 e 2.12 riportiamo i risultati ottenuti per quattro velocità nominali, in termini di curve di rendimento e curve di potenza risultanti.

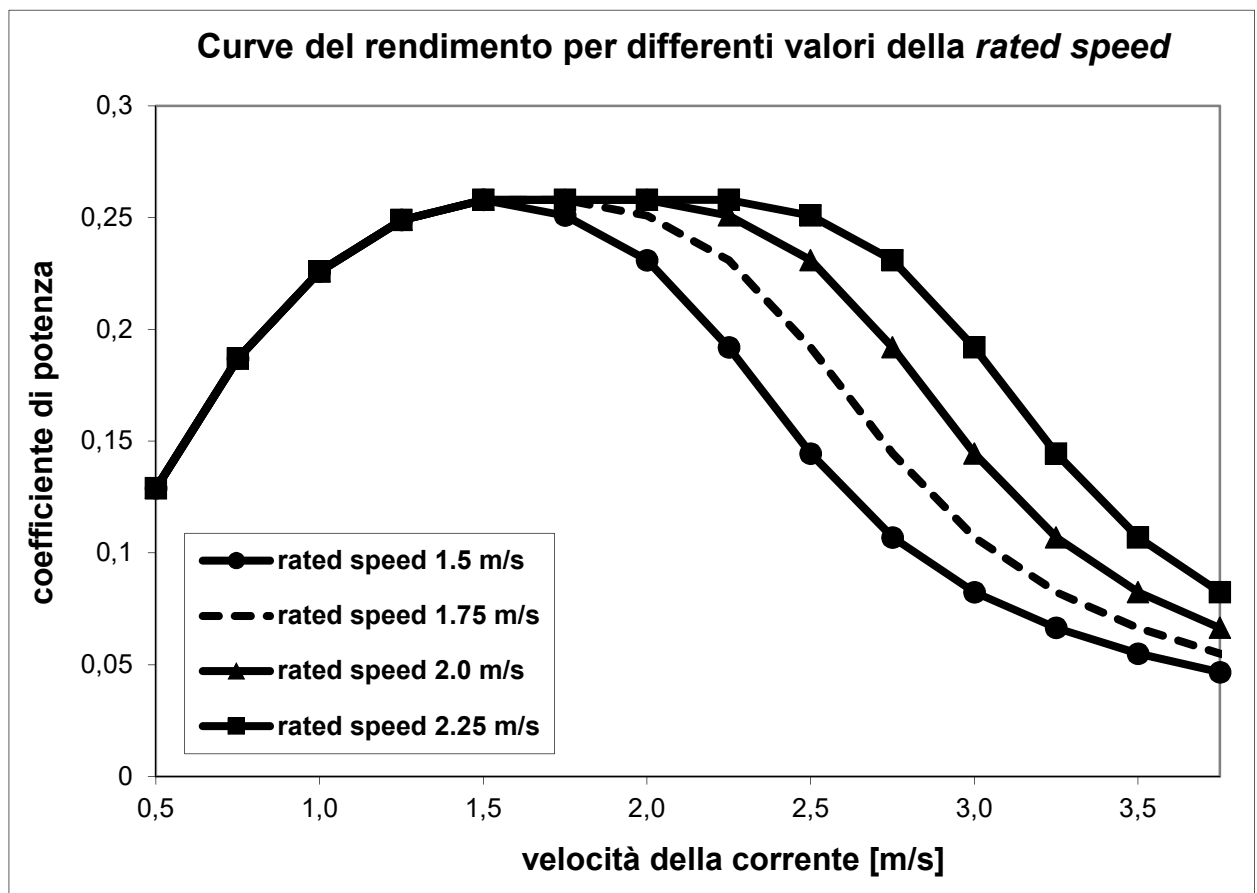


fig. 2.11 Andamento del C_p al variare della velocità nominale della macchina

Come si può notare la potenza prodotta, al diminuire della *rated speed*, assume un andamento sempre più simile a quello ottenuto in una turbina orizzontale, in cui si regola il *pitch* per velocità del flusso superiori a quella nominale. Come avevamo detto la potenza continua a crescere dopo aver raggiunto la velocità nominale, questo accade in tutti e quattro i casi. Nel nostro lavoro abbiamo scelto un *rated speed* di 1.75 m/s. La potenza nominale in questo caso è di circa 1.4 kW.

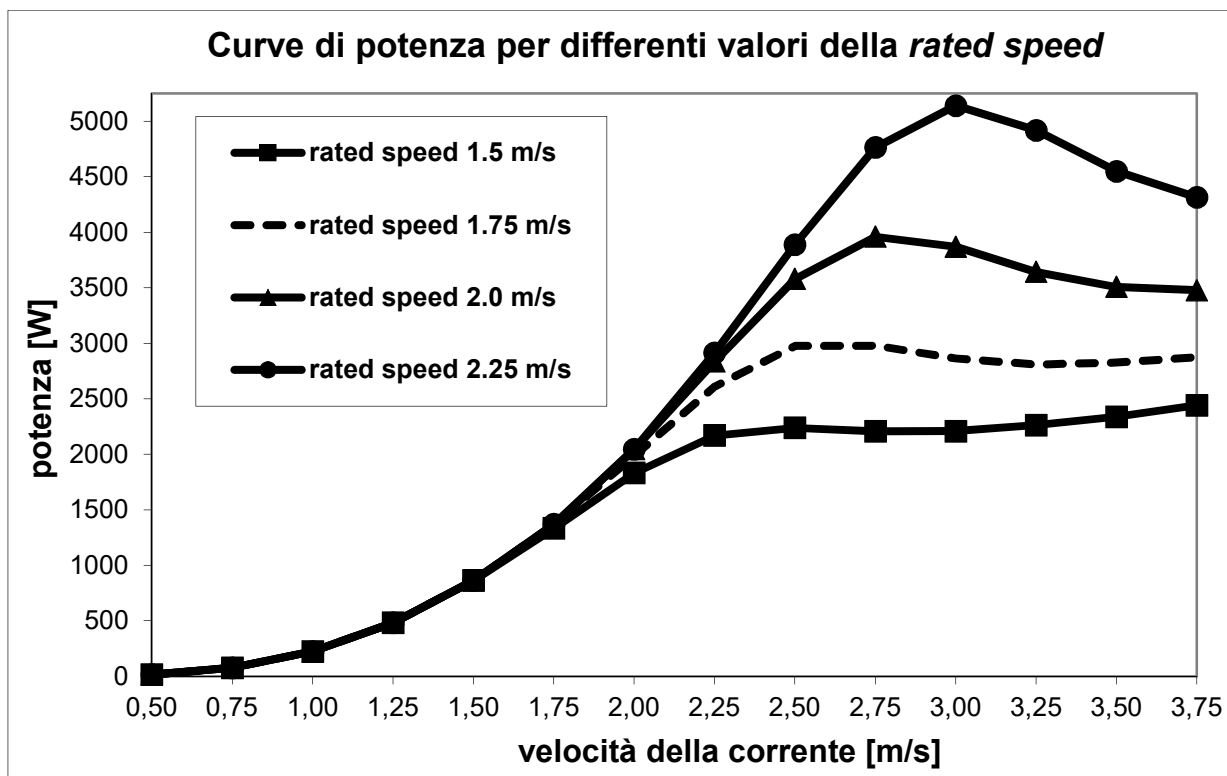


fig. 2.12 Andamento della potenza prodotta dalla turbina al variare della velocità nominale

Utilizzando questa curva di potenza abbiamo effettuato nuovamente i calcoli relativi alle rese energetiche delle turbine nei tre luoghi d'interesse. Nella seguente tabella riportiamo i risultati ottenuti, mentre nelle figure 2.13, 2.14 e 2.15 riportiamo gli andamenti orari della potenza nel periodo preso in esame, in cui sono evidenziate la potenza nominale e quella massima raggiunta dalla macchina. Come si può notare la potenza massima raggiunta è più che doppia rispetto a quella nominale, raggiungendo quasi 3 kW. Confrontando i risultati con quelli ottenuti dalla prima curva di potenza ripresa da Coiro, notiamo che nonostante la diminuzione della velocità nominale di 0,25 m/s, i rendimenti aumentano di circa 3 punti percentuali in tutte le località analizzate.

	<i>Portland Bill</i>	<i>Race of Alderney</i>	<i>St. Catherine's point</i>
Energia disponibile [MWh]	35,96	21,38	12,80
Energia turbina isolata [MWh]	6,09	4,67	3,30
Ore equivalenti [h]	4440	3400	2400
η isolata = (E/E disponibile)	0,17	0,22	0,26

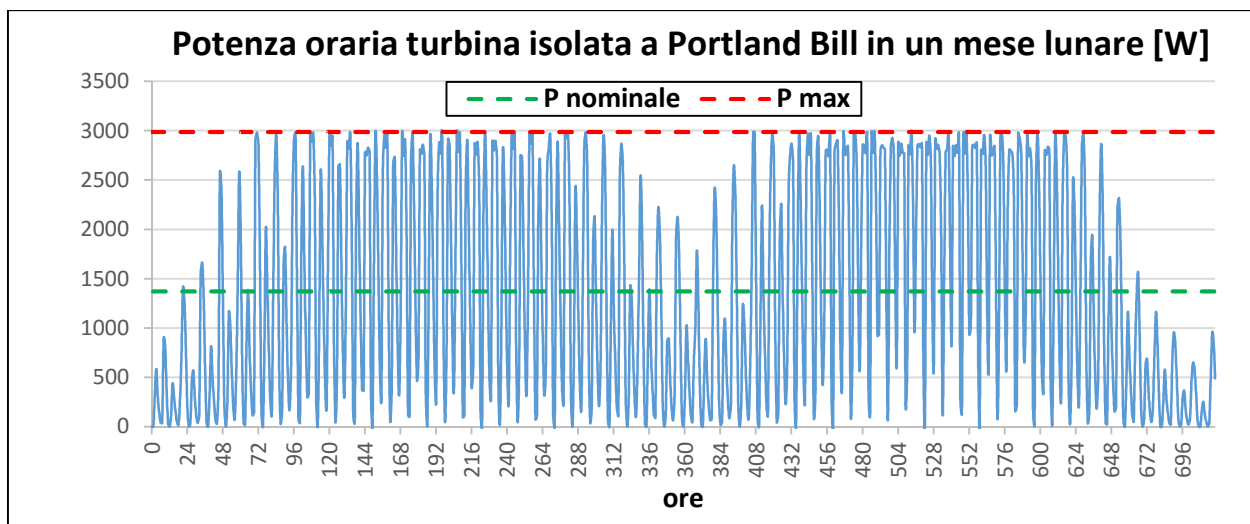


fig. 2.13 Potenza oraria della turbina isolata a Portland Bill in un mese lunare

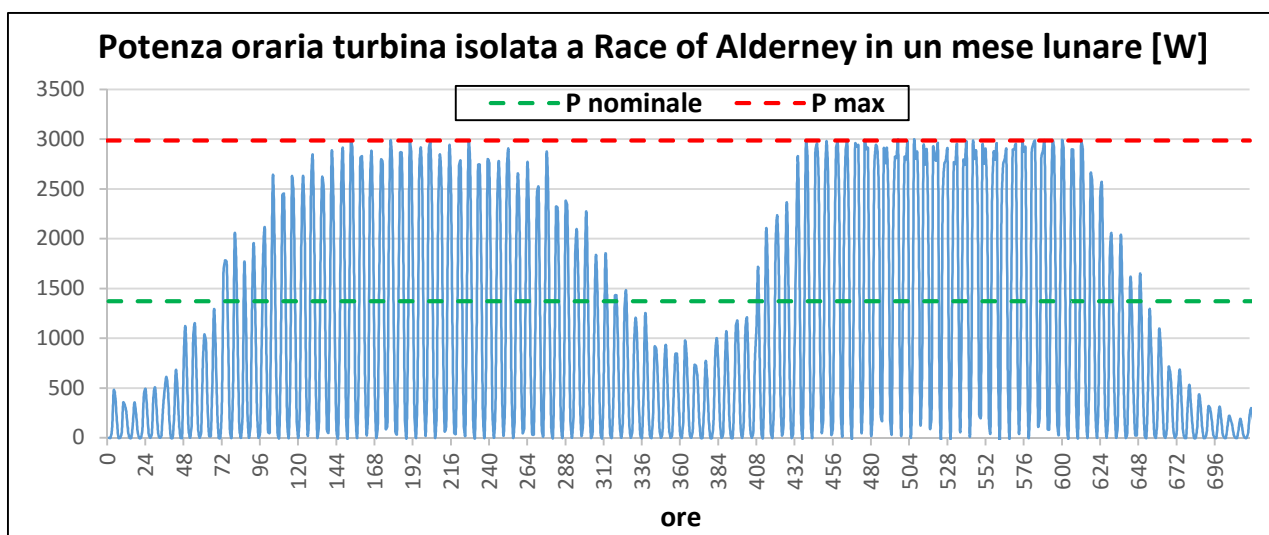


fig. 2.14 Potenza oraria della turbina isolata a Race of Alderney in un mese lunare

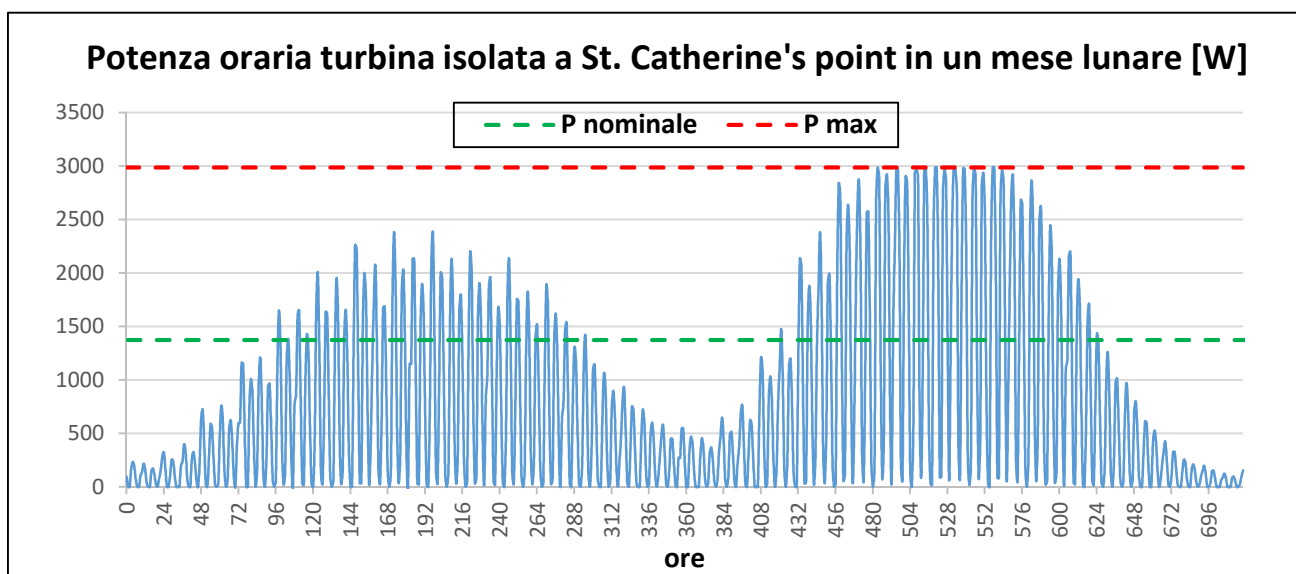


fig. 2.15 Potenza oraria della turbina isolata a St. Catherine's point in un mese lunare

2.1.2 Farm di turbine

Successivamente abbiamo valutato la producibilità di una piccola *farm* costituita da tre sole turbine, con le seguenti configurazioni (figg. 2.16, 2.17):

- *side-by-side* (una turbina a fianco all'altra) con turbine controrotanti;
- a triangolo equilatero, con rotori equirostanti.

Abbiamo considerato tre distanze fra i rotori:

- a) 1.5 D;
- b) 2.3 D;
- c) 3.5 D

Dove con "D" abbiamo indicato il diametro del rotore (1.0 m). Le configurazioni a triangolo sono ottenute da quelle *side-by-side* trasladando il rotore centrale fino a posizionarlo nel terzo vertice di un triangolo equilatero, così facendo le distanze reali tra i rotori risultano raddoppiate rispetto alle originali configurazioni *side-by-side* corrispondenti.

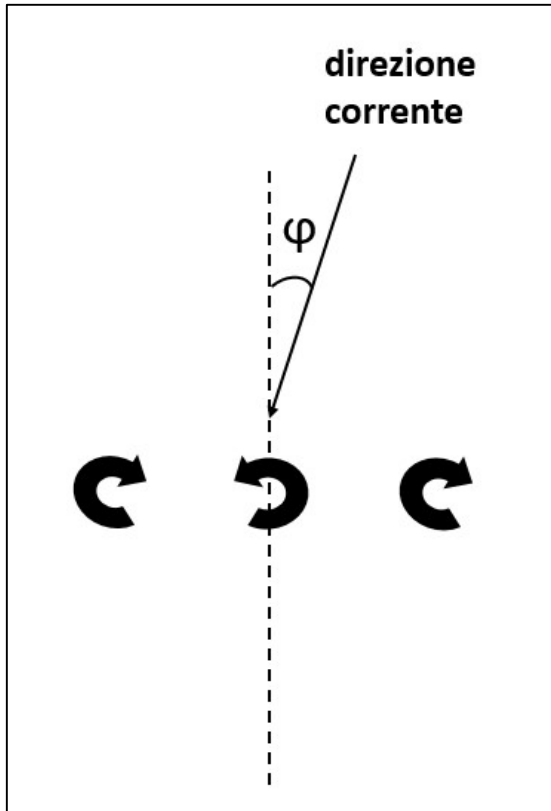


fig. 2.16 Configurazione *side-by-side* dei rotori e definizione dell'angolo φ

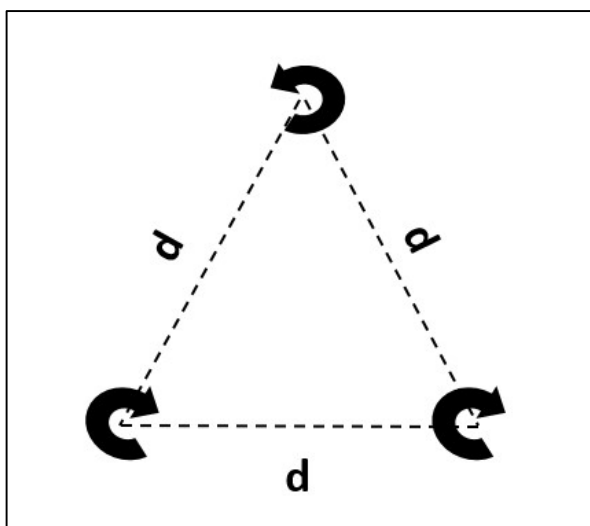


fig. 2.17 Configurazione con turbine a triangolo equilatero

La scelta di dette configurazioni è stata dettata dalla disponibilità di dati relativi a rese della turbina isolata e in batteria ottenuti da precedenti simulazioni CFD 2D effettuate al Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni sulla medesima turbina idrocinetica oggetto di questa Tesi. In particolare le simulazioni preesistenti avevano consentito di valutare le interazioni idrodinamiche tra le turbine della batteria al variare della direzione della corrente, consentendo di rapportare le prestazioni della turbina in batteria alle prestazioni della turbina isolata mediante il seguente coefficiente, che abbiamo chiamato "coefficiente di resa normalizzato":

$$K_i = \frac{[\sum_{j=1}^3 C_{P,j}]}{3 C_{P,singola}}$$

Dove "j" rappresenta una turbina appartenente alla batteria, mentre "i" rappresenta il particolare arrangiamento della batteria di volta in volta considerato. Dunque le producibilità normalizzate rispetto alla turbina isolata sono state ottenute adottando tali coefficienti (come detto, messi a disposizione di questa Tesi) di cui riportiamo i diagrammi polari per le diverse disposizioni e interasse (ovvero distanze) tra i rotori, in funzione della direzione della corrente.

Si può osservare che nel caso di turbine affiancate, il verso di rotazione influisce poco sulla resa delle turbine, mentre ha un effetto rilevante la distanza tra i rotori, in particolare al diminuire della distanza aumenta il K_i massimo, che raggiunge anche valori superiori ad 1,2 (il

che significa che in media la turbina in batteria può presentare un aumento del rendimento di oltre il 20% rispetto alla turbina isolata), ma diminuisce il *range* di angoli per il quale si ha vantaggio rispetto al caso della turbina isolata.

Le ragioni fisiche che giustificano l'incremento di potenza ottenibile ponendo a distanza ravvicinata due o più turbine ad asse verticale verranno illustrate nel capitolo successivo in cui useremo il CFD per investigare i meccanismi dominanti. Per ora basti tenere a mente che le turbine lavorano molto bene se la corrente che le investe ha direzione perpendicolare alla congiungente i loro assi (ovvero quando l'angolo φ vale 0° o 180°) mentre lavorano male, come facilmente intuibile, quando sono disturbate dalle scie delle altre turbine (la situazione peggiore si presenta quando φ vale 90° o 270° , infatti solo la turbina in testa produce in maniera ottimale, mentre le altre due sono "schermate" dalla turbina in testa) (fig. 2.18).

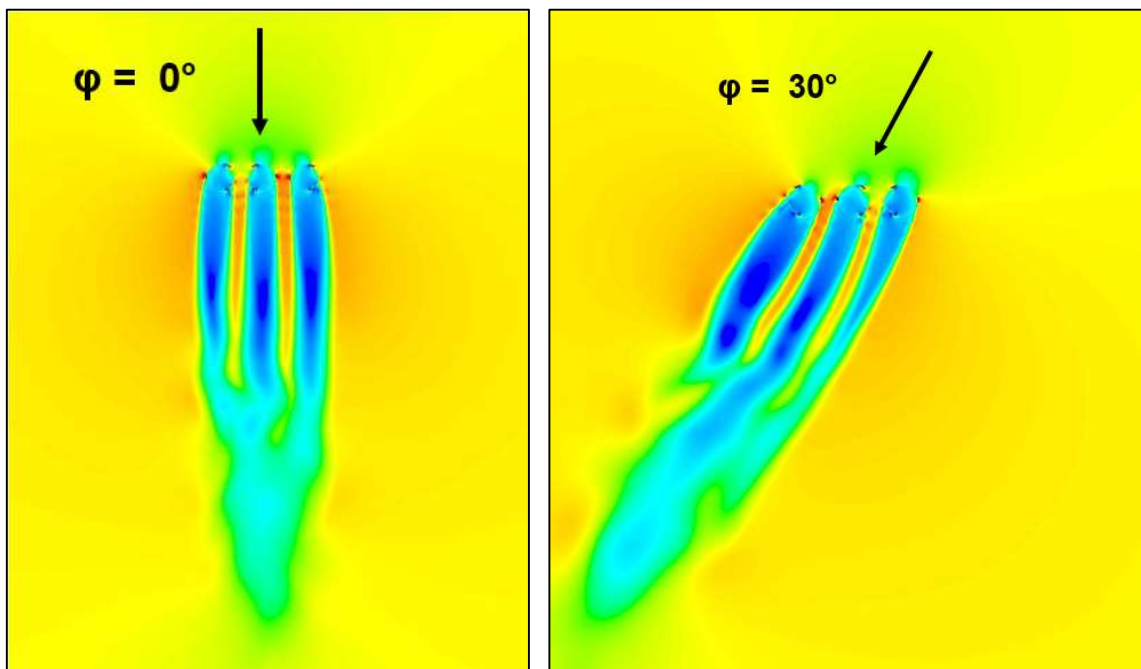


fig. 2.18 Campo di moto della farm di turbine side-by-side per due diversi valori di φ

Nella configurazione a triangolo equilatero invece il vantaggio è assai ridotto, sia in termini di valori massimi che in termini di *range* di angoli in cui si ottiene beneficio, tuttavia, da un punto di vista strutturale, tale disposizione dei rotori potrebbe risultare interessante a causa di un buon bilanciamento delle masse e quindi una minore probabilità di ribaltamento per effetto delle onde.

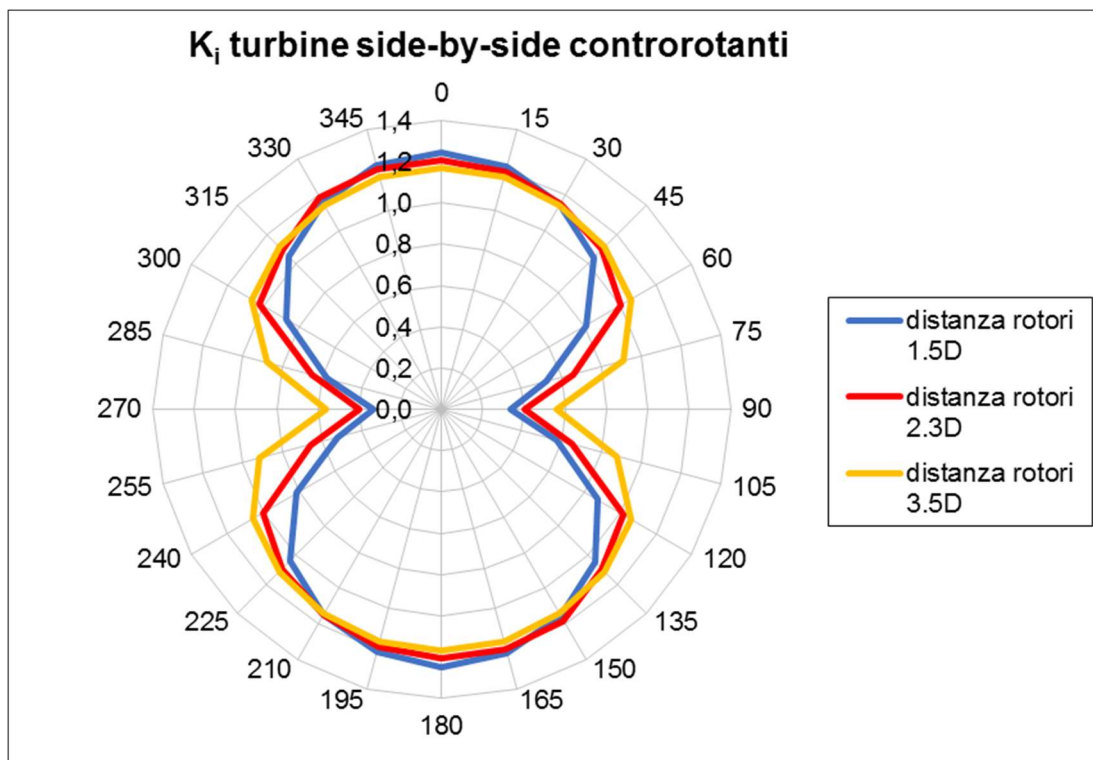


fig. 2.19 Diagrammi polari dei coefficienti K_i nel caso di turbine side-by-side contro-rotanti

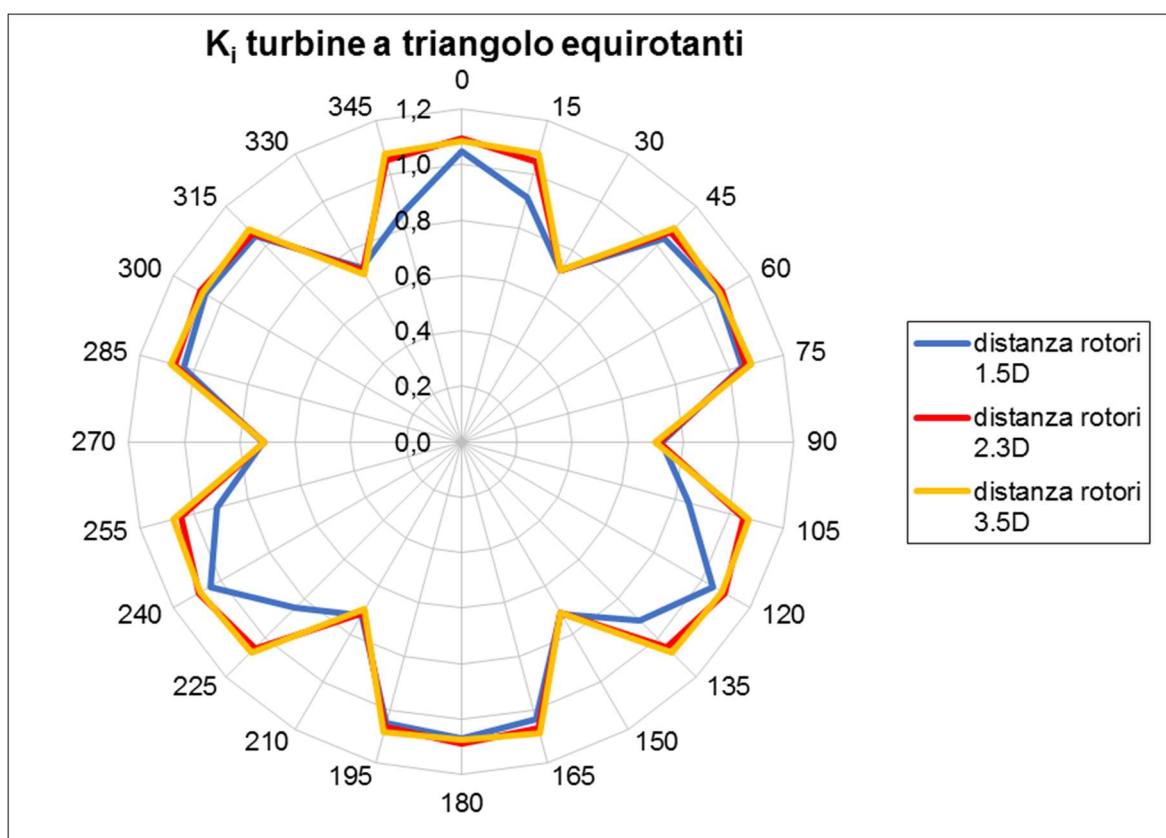


fig. 2.21 Diagrammi polari dei coefficienti K_i nel caso di turbine a triangolo equi-rotanti

In questa Tesi abbiamo messo a punto un algoritmo su foglio Excel che consente di ricavare la producibilità energetica di una batteria se sono noti la curva di potenza della turbina isolata e i coefficienti di resa normalizzata in funzione della direzione della corrente. Abbiamo quindi ricavato le produzioni energetiche su 6 mesi nei tre siti di interesse considerando tutte le possibili orientazioni della terna rispetto al Nord geografico, essendo la generica orientazione definita dall'angolo γ (come spiegato in figura 2.22).

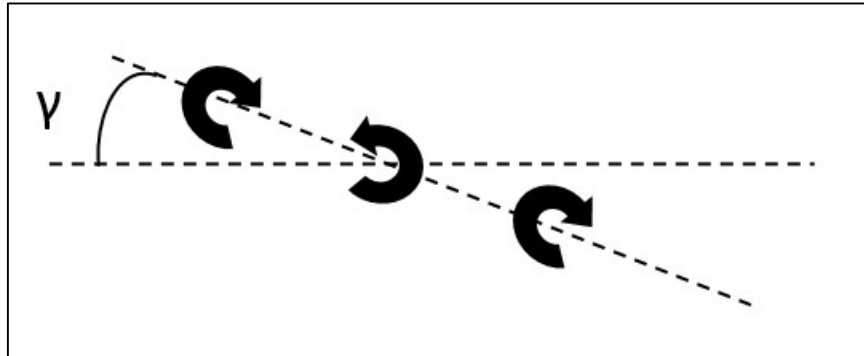


fig. 2.22 Definizione dell'angolo γ

In pratica muoversi lungo l'ascisse del diagramma polare equivale a ruotare la terna dell'angolo corrispondente. Ovviamente l'obiettivo è stato di individuare, per ciascun sito e per ciascuna configurazione di terna, l'orientamento geografico ottimale, ovvero quello che massimizza la producibilità energetica.

Mostreremo quindi i risultati ottenuti nei vari siti in termini di diagrammi polari.

Inoltre mostreremo l'energia prodotta, il rendimento e le ore equivalenti della configurazione *side-by-side* con interasse tra i rotori pari a 3.5 D, nei vari siti (per brevità limitandoci al solo caso di turbine equirotanti). Dalle figure riportate sopra si può osservare come i diagrammi polari di Race of Alderney e St. Catherine's point siano piuttosto simili nella forma, questo a causa della quasi perfetta inversione della corrente di marea.

Nel caso di turbine *side-by-side* si nota che l'energia prodotta ha due massimi, in corrispondenza dei valori angolari assunti dal flusso con maggiore frequenza (30° e 215° per Race of Alderney, come si è mostrato in fig. 1.8, e 100° e 275° per St. Catherine's point, come si è mostrato in fig. 1.9). Nel caso di Portland Bill invece, non essendoci "direzioni preferenziali" delle correnti (come evidente in fig. 1.7), l'energia prodotta risulta meno influenzata dall'orientamento della terna, soprattutto nel caso di disposizione *side-by-side*.

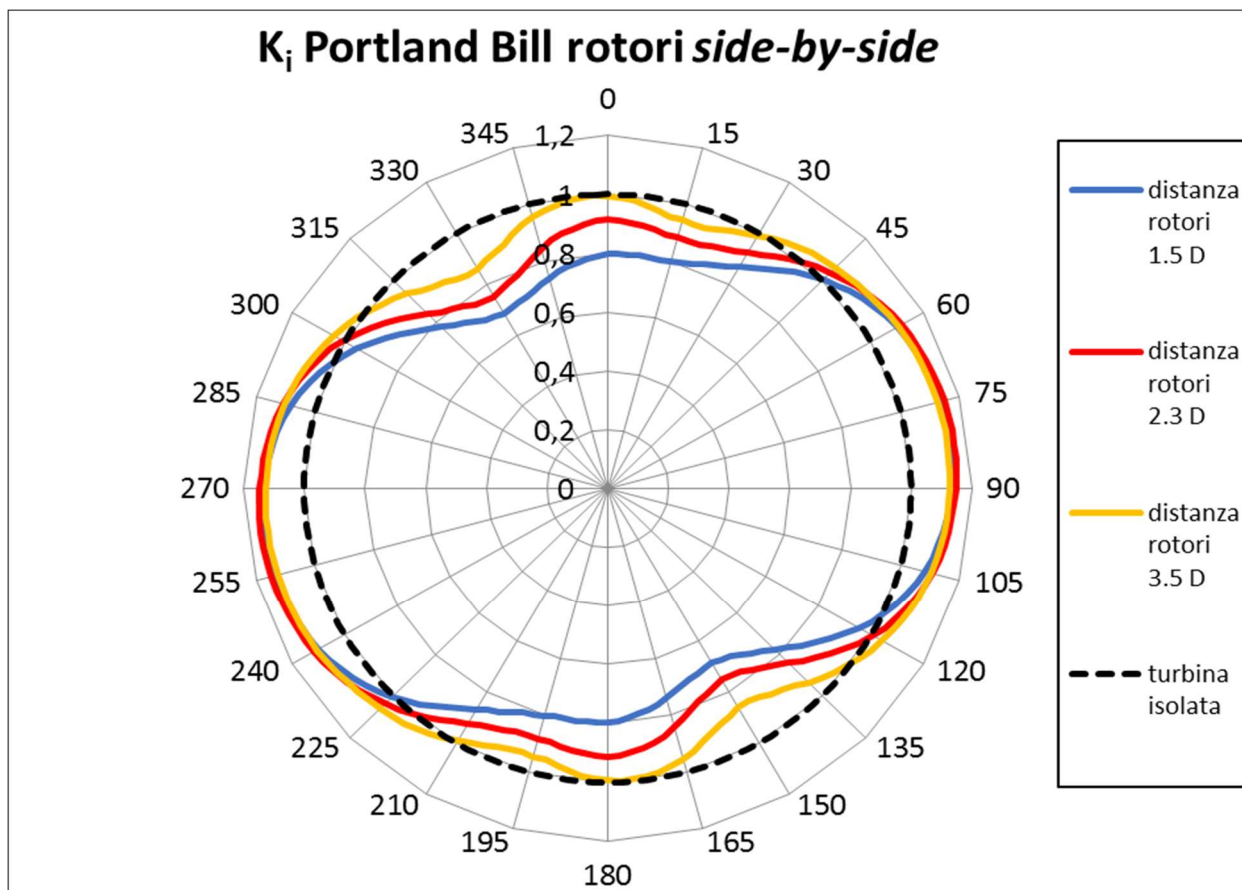


fig. 2.23 Diagrammi polari del K_i a Portland Bill per le diverse configurazioni della terna side-by-side

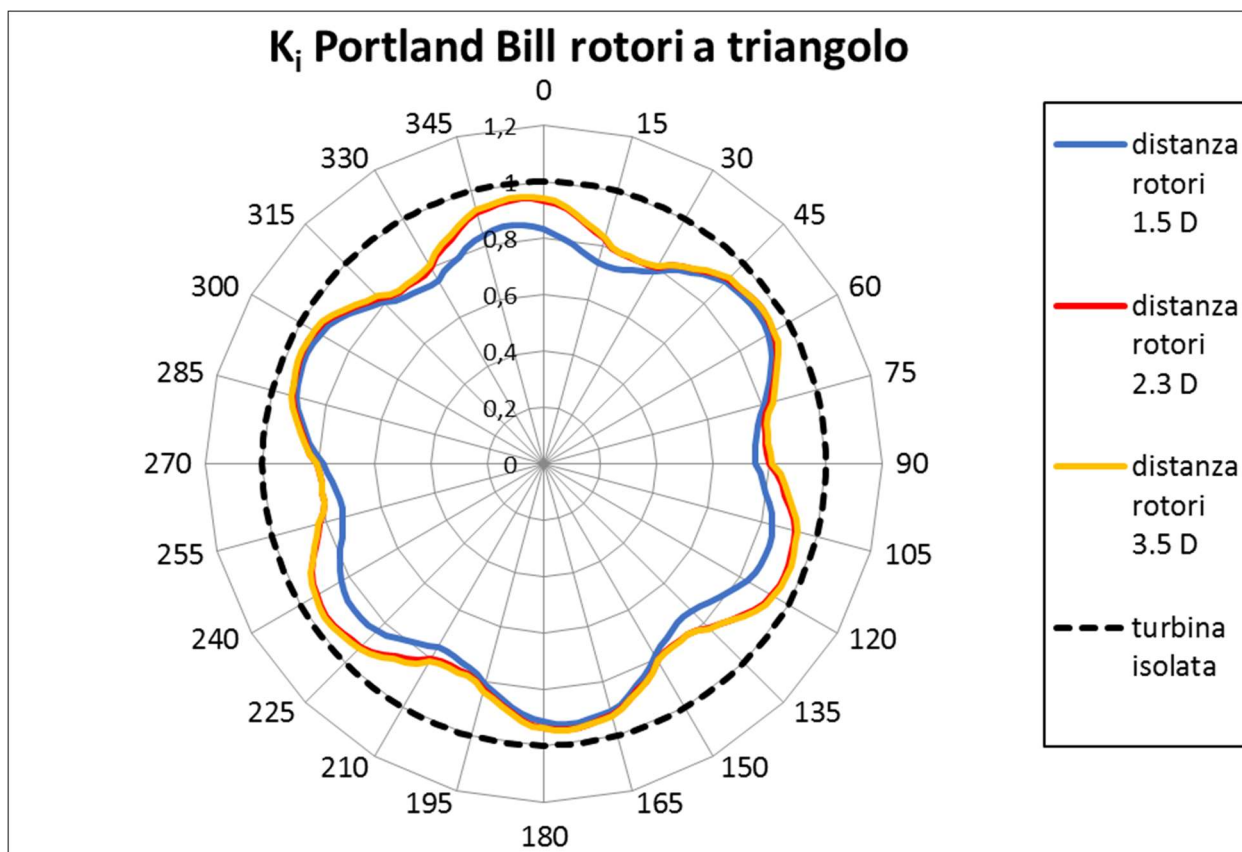


fig. 2.24 Diagrammi polari del K_i a Portland Bill per le diverse configurazioni della terna a triangolo

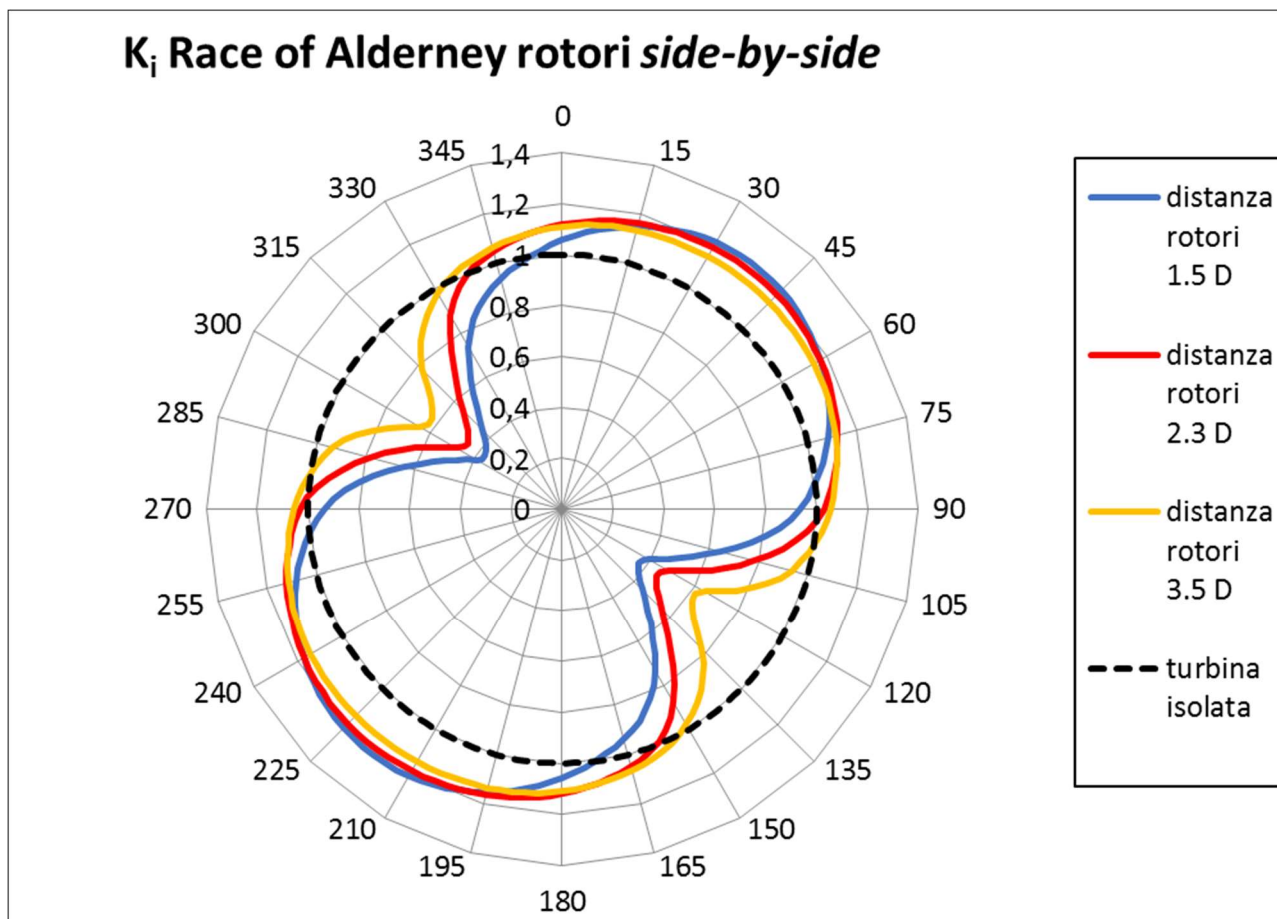


fig. 2.25 Diagrammi polari del K_i a Race of Alderney per le tre configurazioni dei rotori *side-by-side*

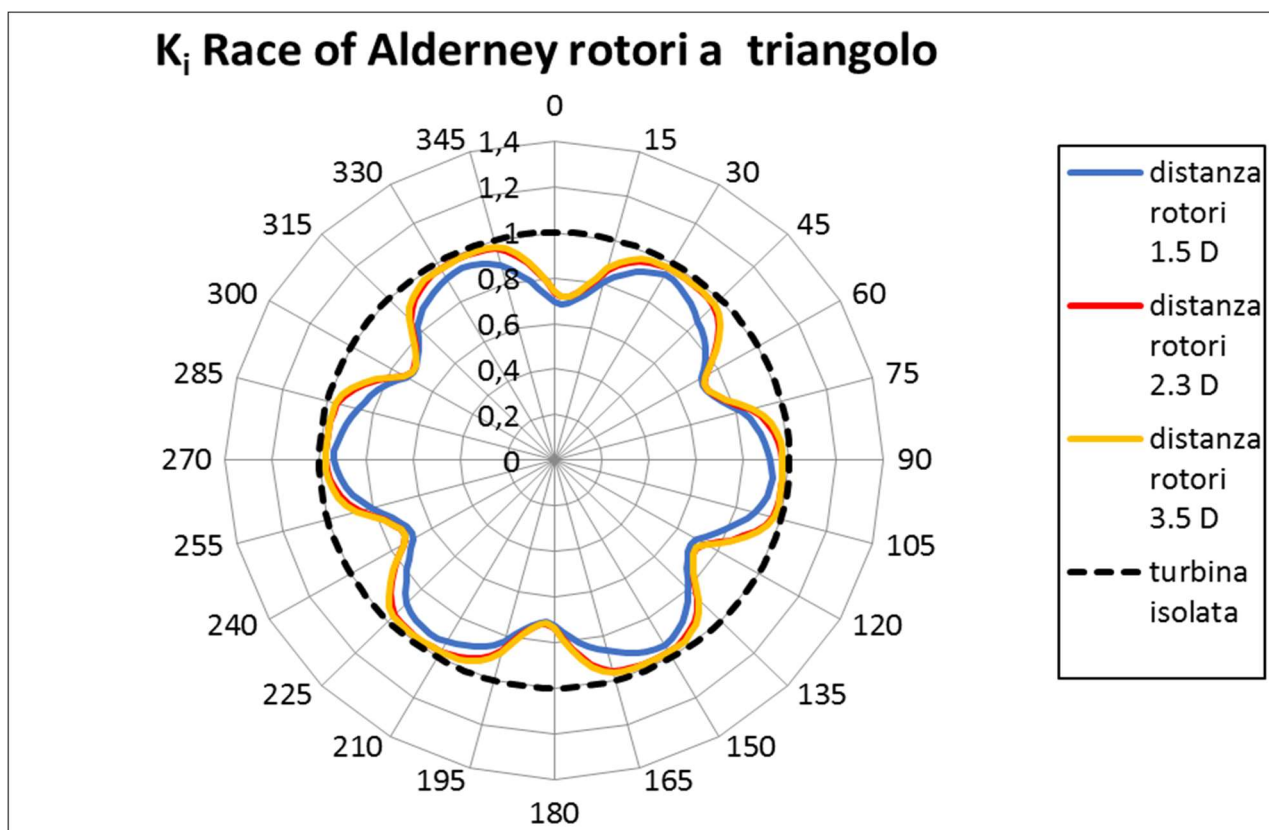


fig. 2.26 Diagrammi polari dei K_i a Race of Alderney per le tre configurazione dei rotori a triangolo

K_i St. Catherine's point rotori *side-by-side*

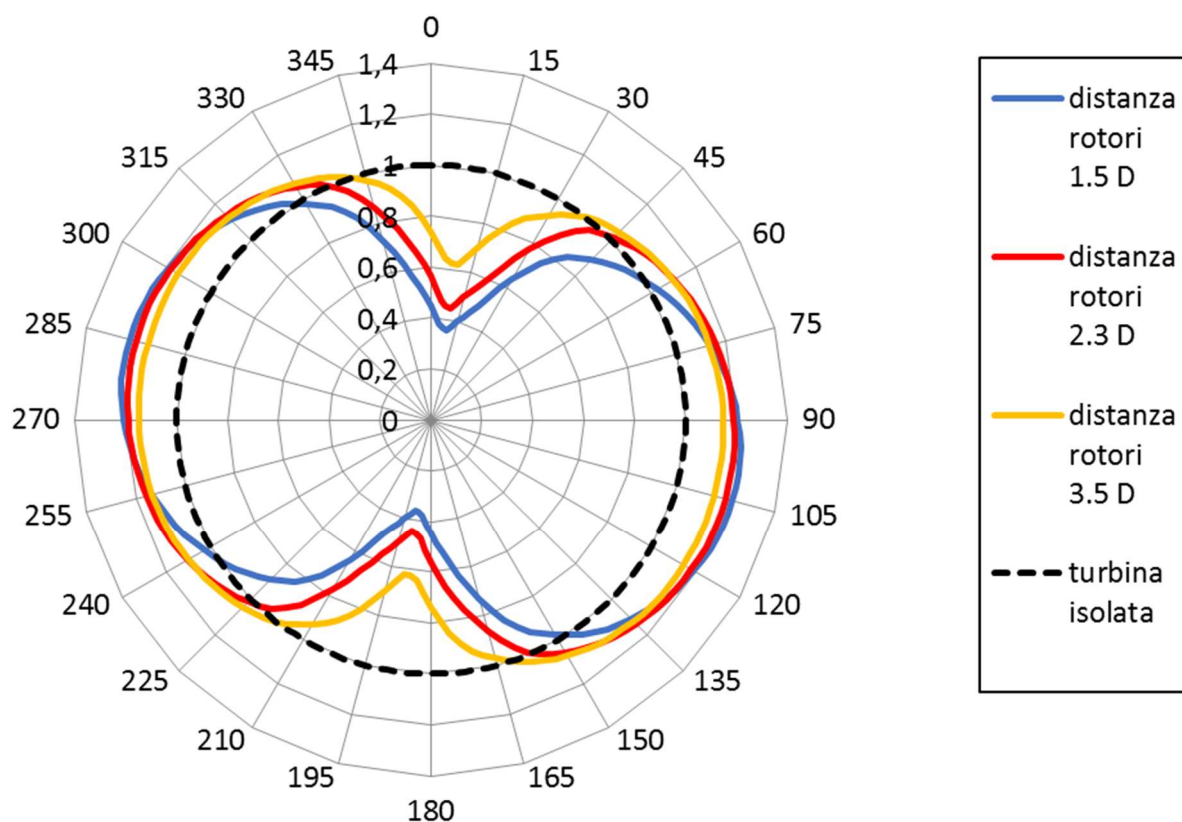


fig. 2.27 Diagrammi polari del K_i a St. Catherine per le tre configurazioni dei rotori *side-by-side*

K_i St. Catherine's point rotori a triangolo

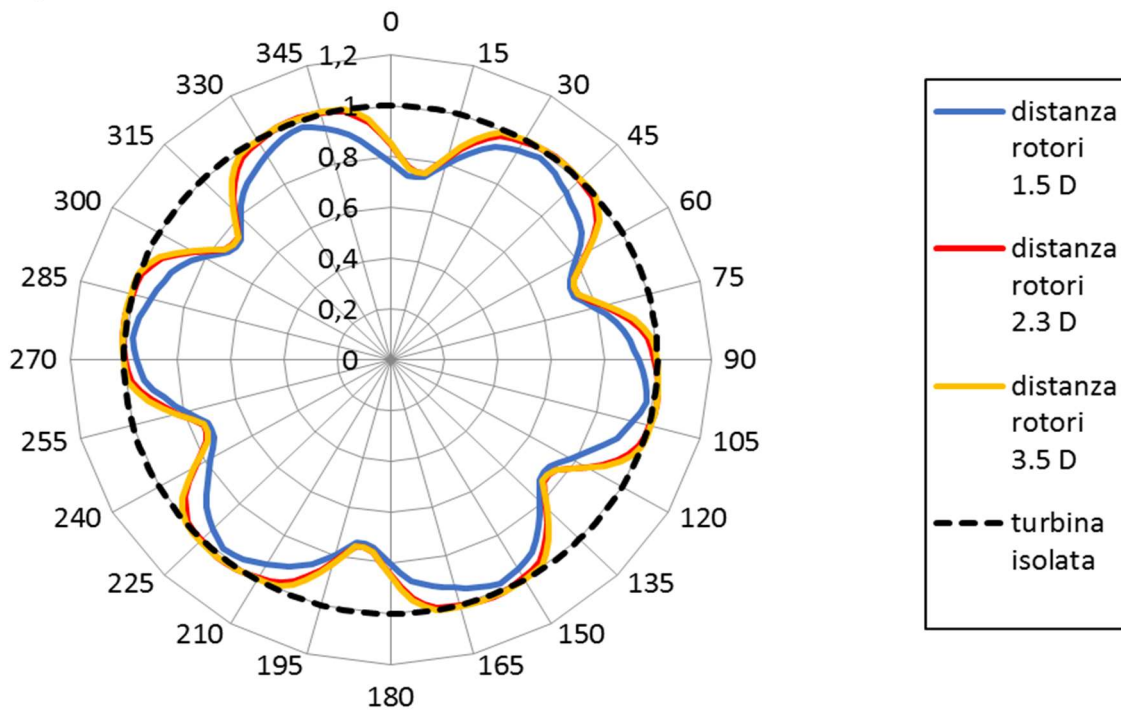


fig. 2.28 Diagrammi polari del K_i a St. Catherine per le diverse configurazioni dei rotori a triangolo

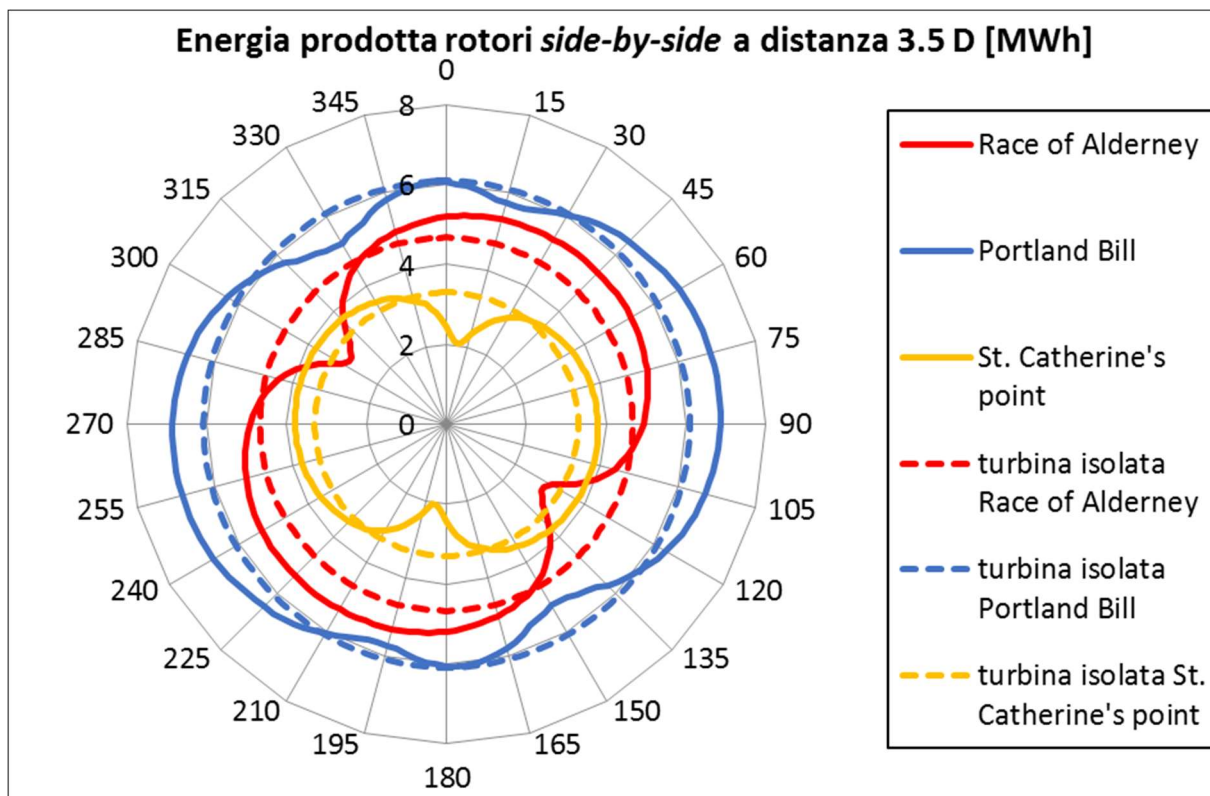


fig. 2.29 Diagrammi polari dell'energia prodotta nei tre luoghi per turbine *side-by-side* distanti 3.5 D

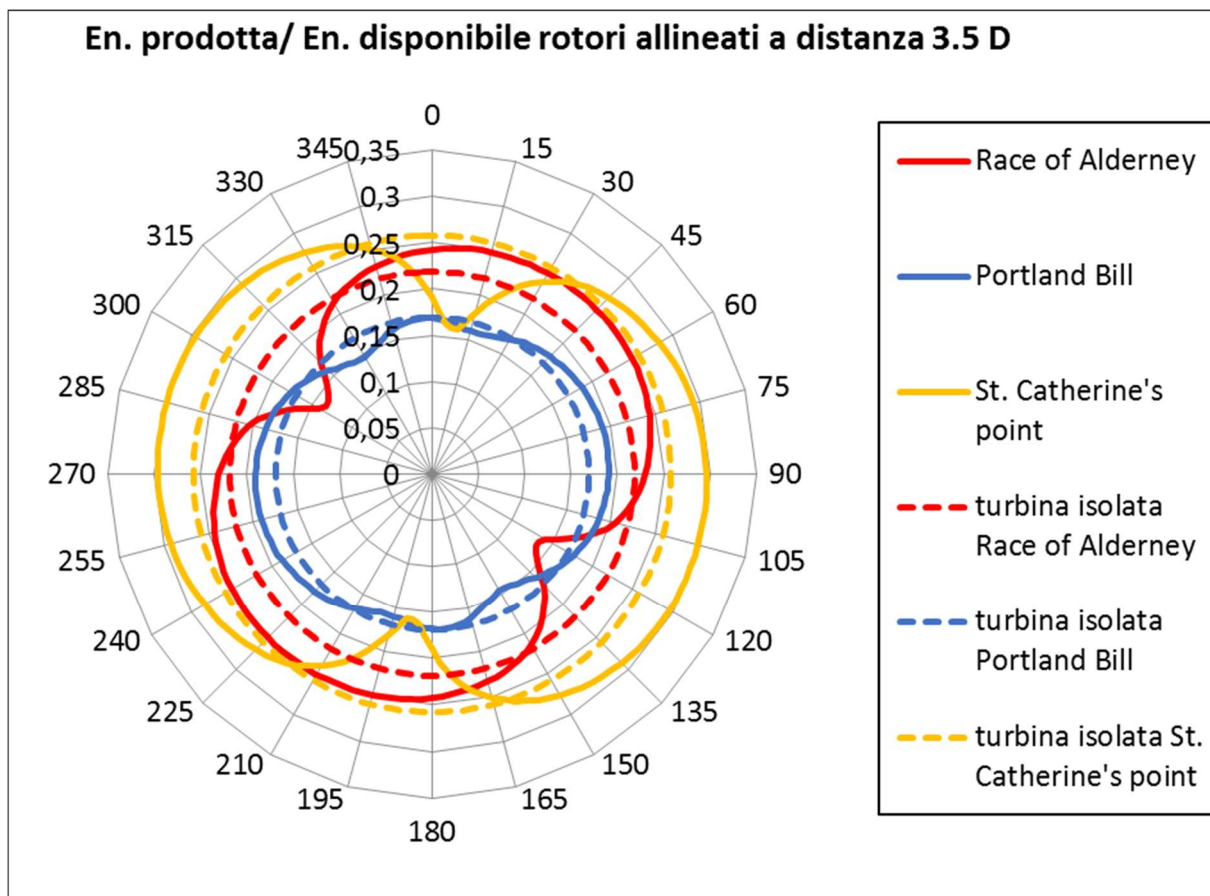


fig. 2.30 Diagrammi polari del rendimento energetico nei diversi luoghi per turbine *side-by-side* distanti 3.5 D

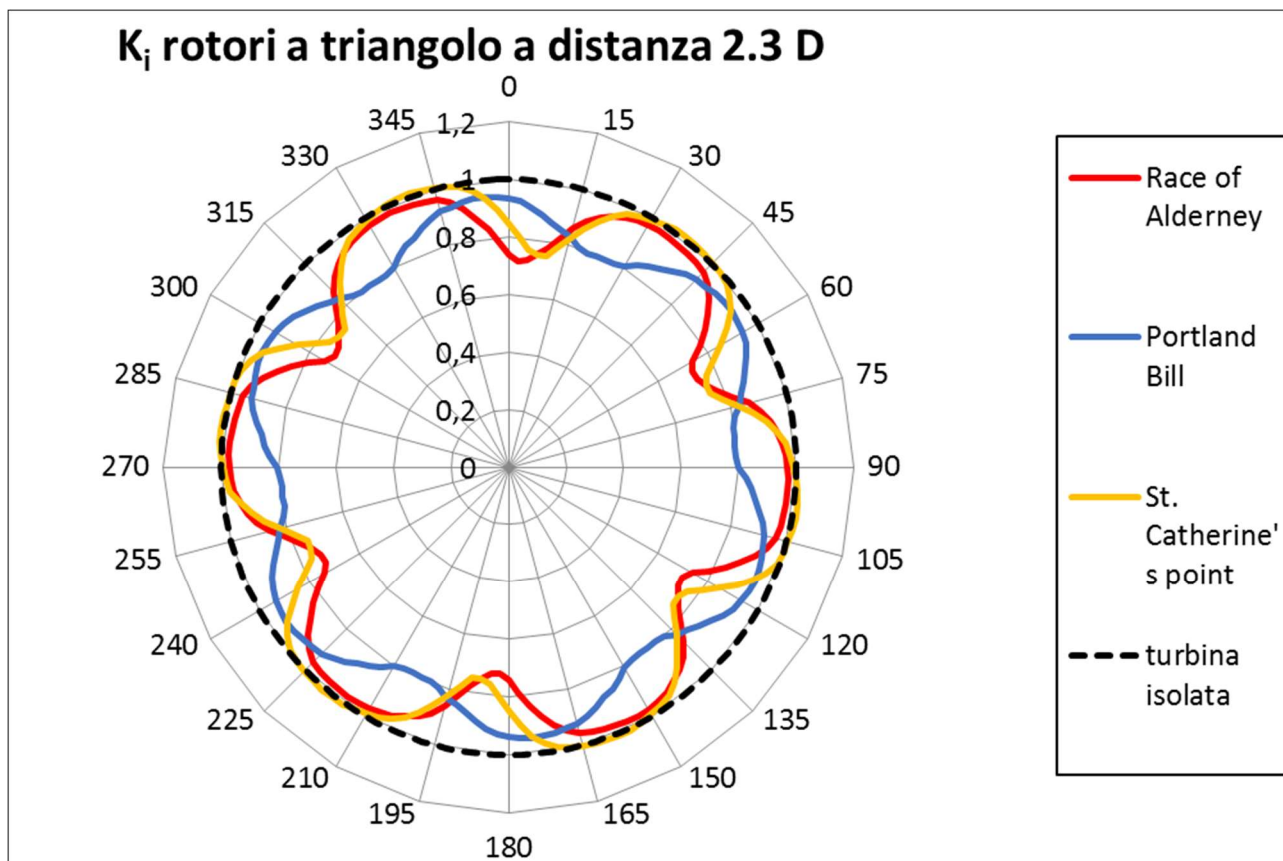


fig. 2.31 Diagrammi polari del K_i nei diversi luoghi per rotor a triangolo distanti 3.5 D

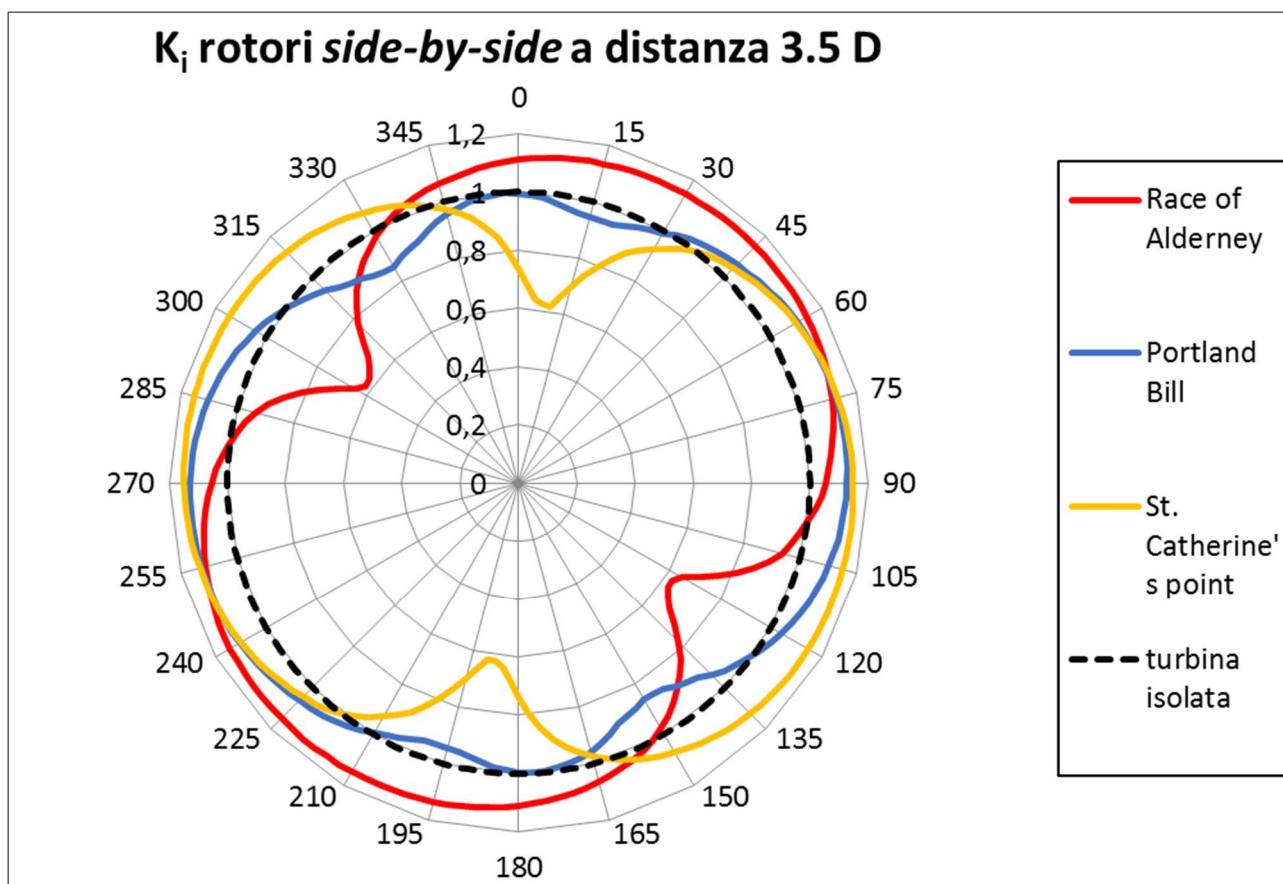


fig. 2.32 Diagrammi polari del K_i nei diversi luoghi per turbine *side-by-side* distanti 3.5 D

Abbiamo riportato in maniera più dettagliata i risultati della configurazione *side-by-side* 3.5 D, in quanto tale disposizione risente in maniera minore dell'orientamento angolare della terna, mantenendo valori elevati di producibilità per vasti intervalli angolari di Υ .

Nella seguente tabella riportiamo i risultati ottenuti in termini energetici:

	<i>Portland Bill</i>	<i>Race of Alderney</i>	<i>St. Catherine's point</i>
Energia prodotta max [MWh]	7,02	5,7	4,05
Ore equivalenti max [h]	5115	4157	2955
$\eta_{\max} = (\text{En. prodotta max}/\text{En. disponibile})$	0,195	0,26	0,32
$(\text{En. prodotta max}/\text{En. turb. isolata})$	1,14	1,22	1,23

In termini di massimo vantaggio ottenuto dalla disposizione in terna rispetto alla turbina isolata, non si hanno apprezzabili cambiamenti da luogo a luogo.

Come avevamo messo in luce in precedenza l'energia prodotta risulta massima a Portland Bill e minima a St. Catherine's, tuttavia in termini di rendimento energetico la situazione si capovolge, questo a causa della curva di potenza della macchina, che "taglia" la producibilità per velocità della corrente superiori a quella nominale.

Nelle figure 2.33 riportiamo invece l'intervallo angolare in cui la turbina della *farm* produce di più rispetto alla turbina isolata ($\Delta\Upsilon$).

Nel caso delle turbine *side-by-side*, indipendentemente dal senso di rotazione, all'aumentare della distanza tra i rotori si nota un aumento del $\Delta\Upsilon$, il valore massimo dell'energia prodotta, di converso, subisce una leggera diminuzione.

Osservando la fig. 2.32, in cui è riportata la *performance* della *farm* con disposizione *side-by-side* rispetto alla turbina isolata, si può notare che Portland Bill ha un andamento in funzione di Υ più regolare degli altri luoghi analizzati.

In questo sito dunque sono tollerate variazioni di Υ maggiori rispetto agli altri luoghi, a tutto vantaggio dell'ancoraggio delle turbine, soggetto a minori vincoli progettuali.

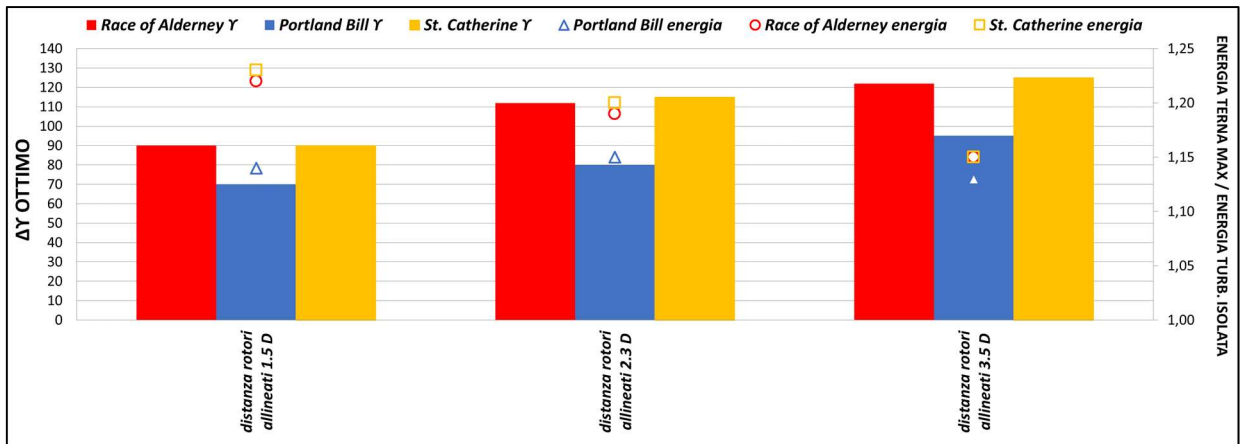


fig. 2.33 Massimo vantaggio raggiunto nei diversi siti dalla turbina in farm rispetto alla turbina isolata e durata angolare del vantaggio nel caso di turbine side-by-side

2.2 Analisi di sensibilità

Abbiamo effettuato a questo punto un'analisi di sensibilità alla velocità nominale della macchina.

Abbiamo preso 7 valori di riferimento:

1,5 m/s; 1,6 m/s; 1,7 m/s; 1,75 m/s; 1,8 m/s; 1,9 m/s; 2 m/s.

Un primo dato utile da analizzare è l'energia prodotta dalla turbina isolata normalizzata rispetto alla producibilità con $V_{nominale}=1.75$ m/s.

Nella seguente figura 2.35 riportiamo i valori ottenuti per i 3 luoghi.

Il *range* di variazione dell'energia prodotta risulta massimo a Portland Bill (circa 30%) e minimo a St. Catherine's point (circa 10%), ciò è strettamente legato all'entità delle velocità delle correnti nel sito, che risultano rispettivamente massime e minime a Portland Bill e a St. Catherine's point. Anche per quanto riguarda l'energia prodotta dalla *farm* di turbine i *range* di variazione risultano analoghi a quelli della figura 2.34.

Nelle seguenti figure riportiamo, per la configurazione *side-by-side* della *farm* con rotori distanti 3.5 D, i diagrammi polari di energia prodotta ed ore equivalenti nei 3 luoghi d'interesse, al variare della velocità nominale (V_{rated}).

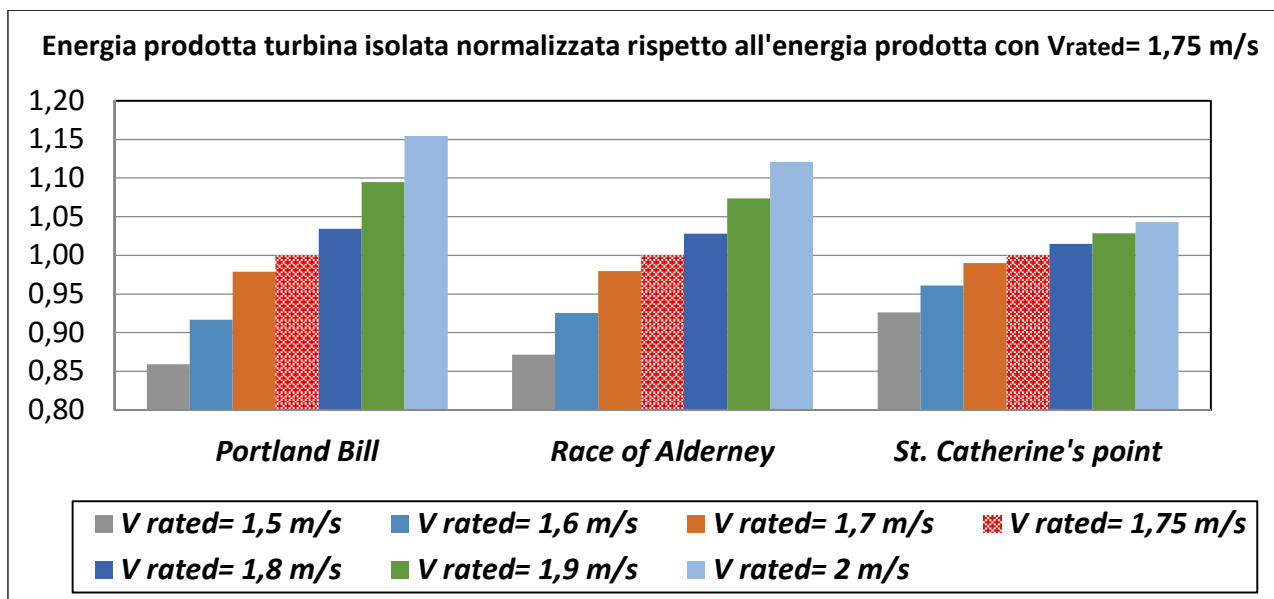


fig. 2.34 Energia prodotta dalla turbina al variare della velocità nominale normalizzata rispetto a quella prodotta con $V_{rated}=1.75$ m/s

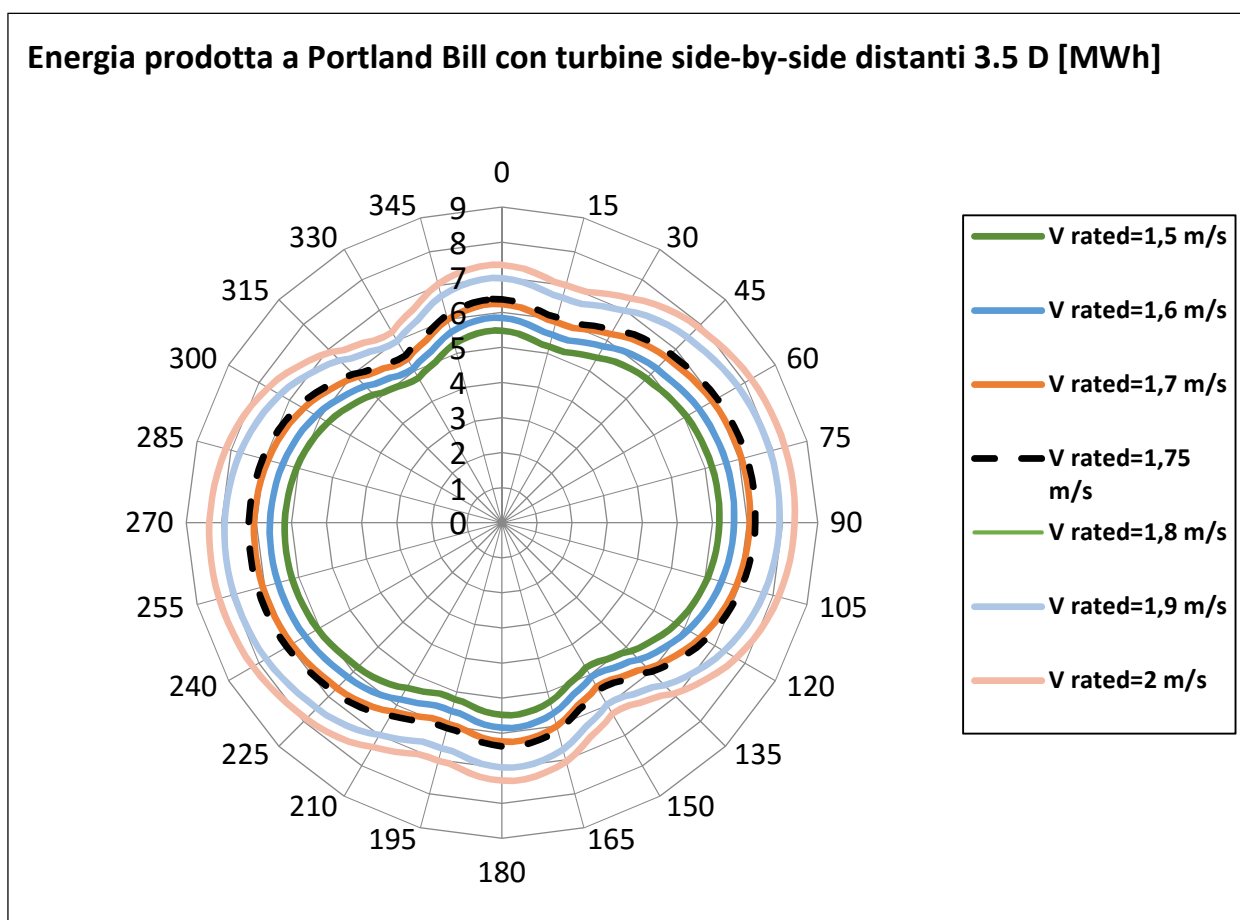


fig. 2.35 Influenza della V_{rated} della macchina sull'energia prodotta a Portland Bill

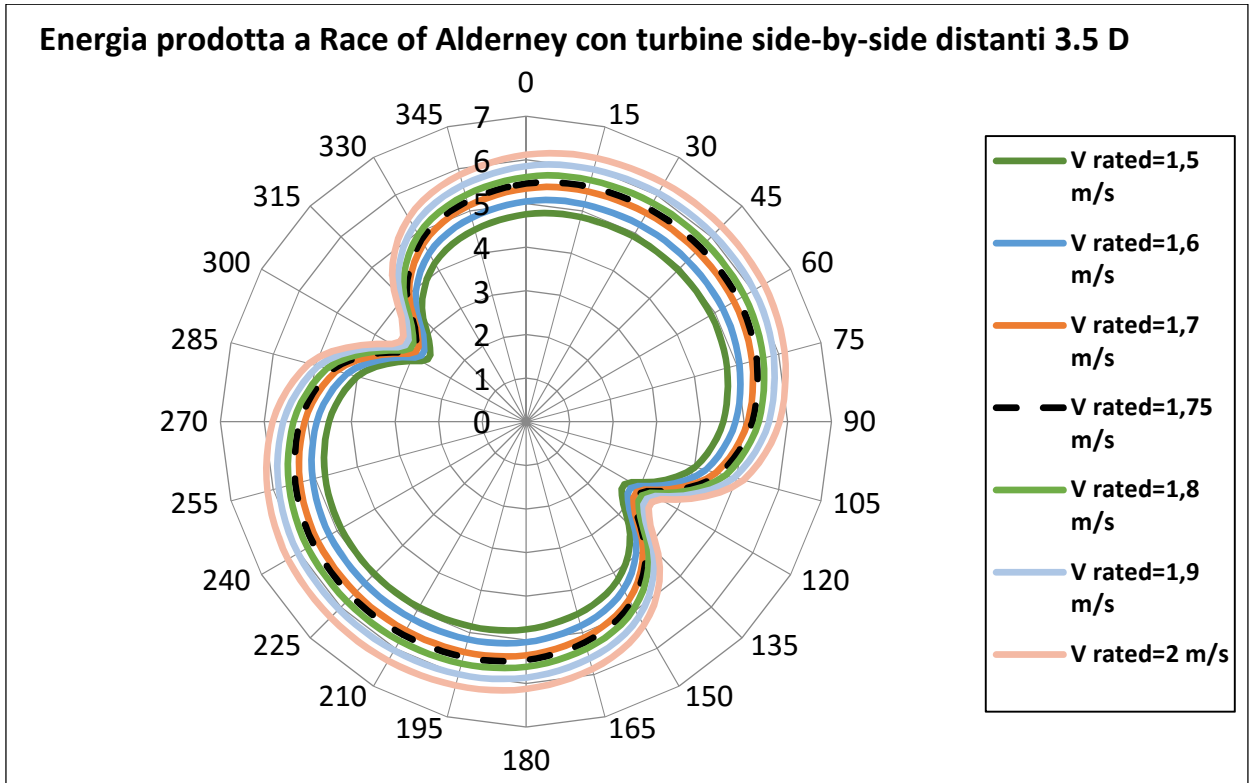


fig. 2.36 Influenza della V_{rated} della macchina sull'energia prodotta a Race of Alderney

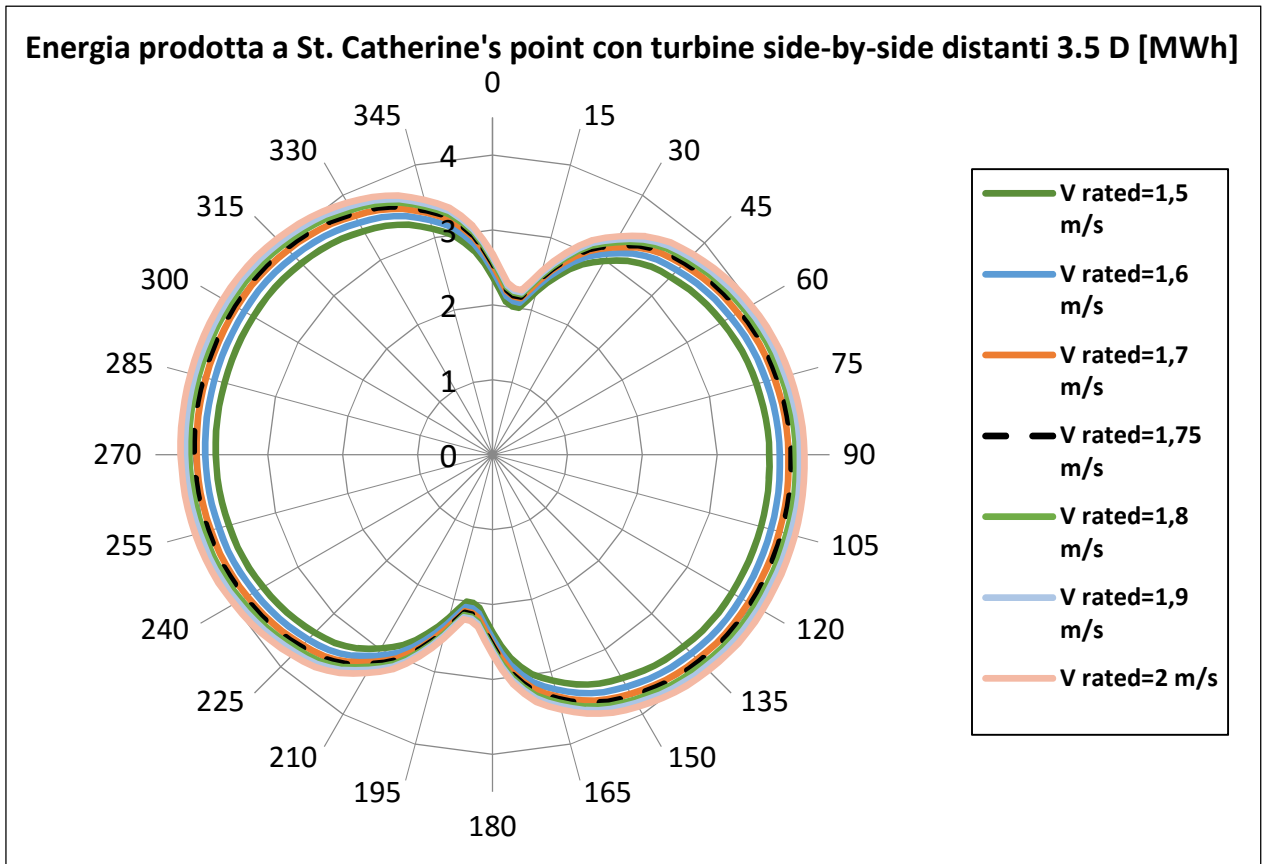


fig. 2.37 Influenza della V_{rated} della macchina sull'energia prodotta a St. Catherine's point

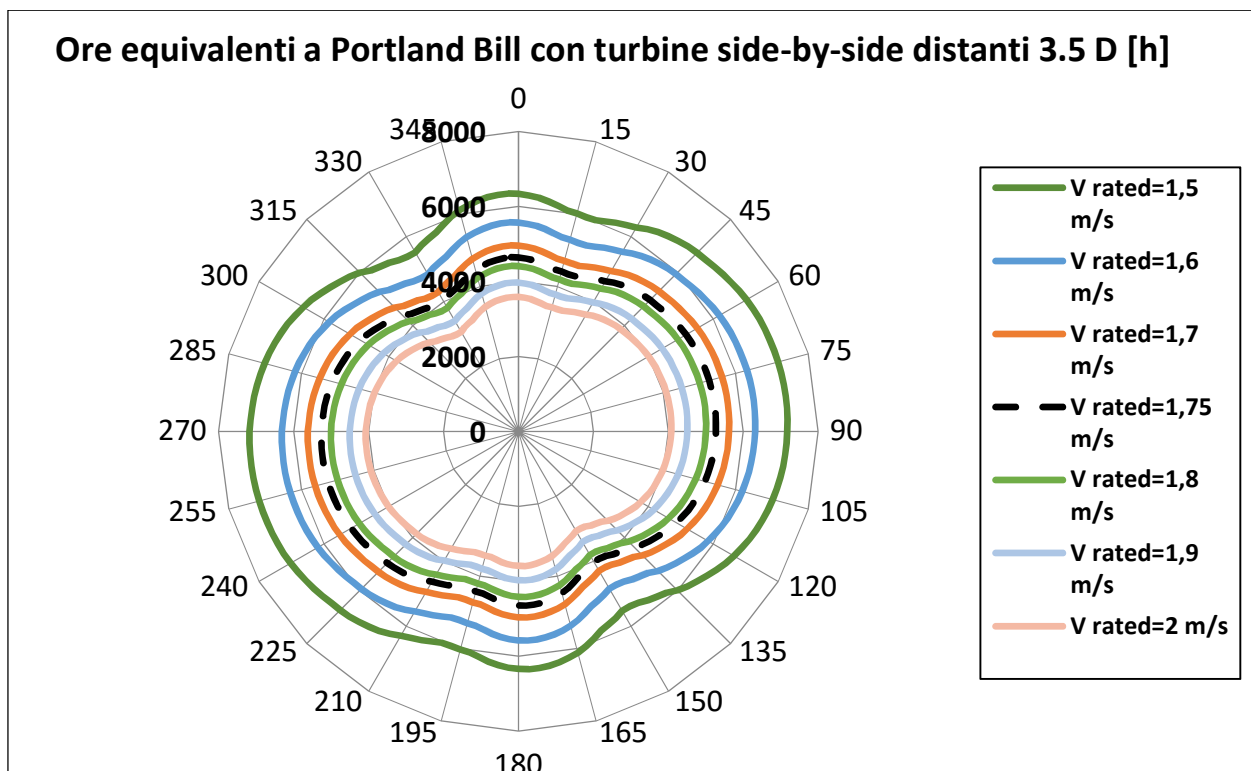


fig. 2.38 Influenza della V_{rated} della macchina sulle ore equivalenti a Portland Bill

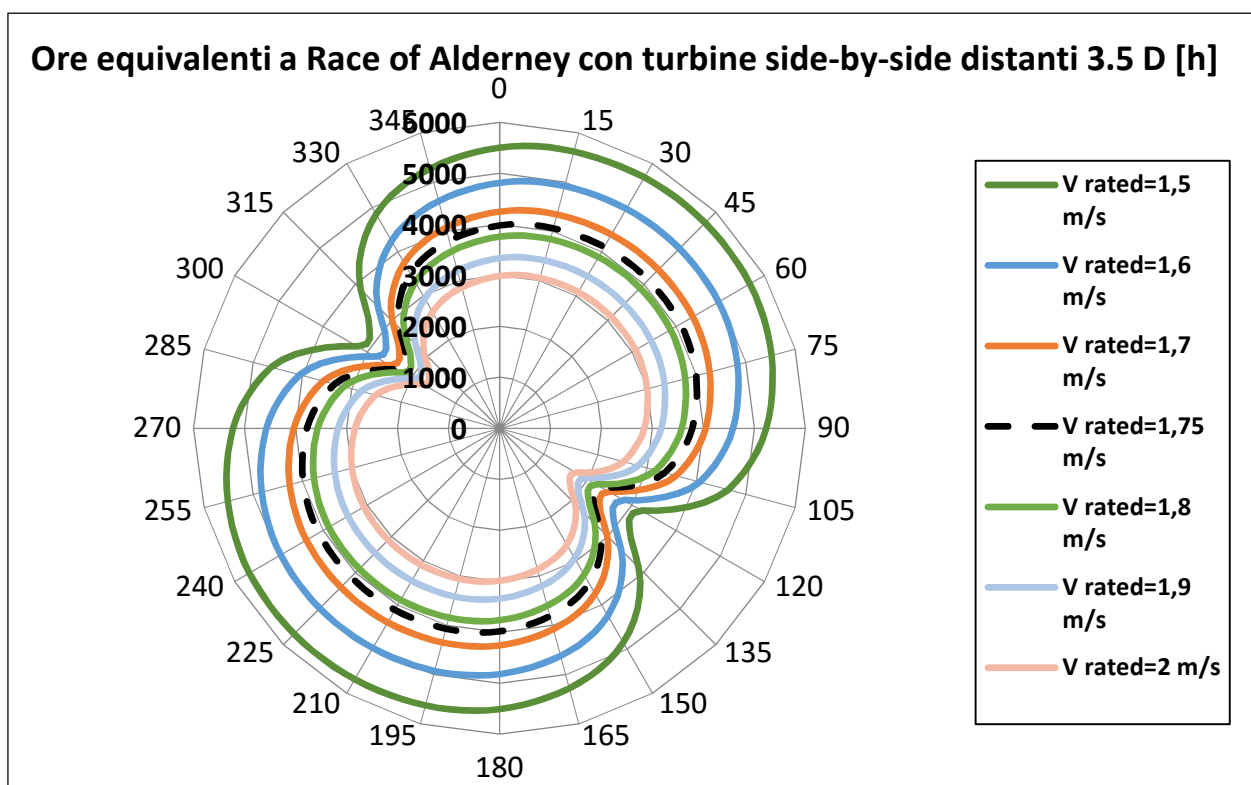


fig. 2.39 Influenza della V_{rated} della macchina sulle ore equivalenti a Race of Alderney

CAPITOLO 3: ANALISI DELLE PRESTAZIONI DELLE VATT

3.1 Effetto della solidità e del *cambering* sull'esercizio delle turbine ad asse verticale

La solidità è uno dei parametri fondamentali che influenza la velocità di rotazione alla quale la turbina raggiunge il suo massimo rendimento.

Nelle macchine ad asse verticale, elevate solidità implicano, in genere, bassi TSR e bassi coefficienti di potenza. In queste condizioni le pale non interagiscono in maniera efficiente con larga parte del fluido che è stato spazzato dalle pale precedenti, mentre ad alti TSR si ha una forte interazione tra la pala e la scia delle pale che precedono (Howell et al. 2010). Un numero elevato di pale, induce un'elevata turbolenza del flusso, a detrimento del rendimento idrodinamico della macchina (Khan et al., 2006).

Una bassa solidità può provocare elevati stress meccanici, dato che le alte velocità di rotazione inducono elevati momenti flettenti sulle pale. Dunque, da un punto di vista strutturale, esiste un limite superiore per il TSR. Un esempio di studio strutturale sull'effetto della solidità è quello di (Zanette et al., 2010). Inoltre, da un punto di vista dei costi della macchina, può essere conveniente avere C_p leggermente inferiori, in modo tale da utilizzare meno materiale per la costruzione delle stesse (Eriksson et al., 2008).

Turbine ad asse verticale con elevate solidità, per quanto riguarda l'eolico, sono impiegate per applicazioni ad alta coppia e bassa velocità di rotazione, come il pompaggio dell'acqua; macchine con solidità inferiore, invece, vengono utilizzate per applicazioni a bassa coppia ed elevata velocità di rotazione, come la produzione di energia elettrica.

La solidità, inoltre, influenza il peso ed il bilanciamento del rotore, la resistenza a fatica della macchina, la coppia di spunto (aumenta all'aumentare della solidità) ed il *torque ripple-factor* (diminuisce all'aumentare della solidità) (Howell et al. 2010).

Le turbine eoliche e quelle idrocinetiche vengono progettate con solidità molto differenti, come è possibile vedere nella seguente fig. 3.1, a causa della diversa densità dei due fluidi e delle conseguenti diverse forze d'inerzia esercitate sulla macchina (Tjiu et al., 2015).

In particolare i valori della solidità per una VATT possono assumere valori compresi tra 0,1 e 1,6 (Khan et al., 2006; Online.1; Camporeale, Magi, 2000; Shiono et al., 2000). Inoltre una solidità maggiore implica TSR, ed indi velocità di rotazione, minori, diminuendo la probabilità di cavitazione (Tjiu et al., 2015). Le turbine idrocinetiche, in generale, sperimentano elevate

fluttuazioni di coppia durante la rotazione (alti *ripple-factors*), per mitigare questo effetto vengono impiegati spesso profili simmetrici, come i NACA 0012, NACA 0015, NACA 0018, NACA 63-018. Inoltre, utilizzando profili *cambered*, come nel nostro lavoro di Tesi, si riesce ad ottenere risultati ancora migliori (Shiono et al., 2000).

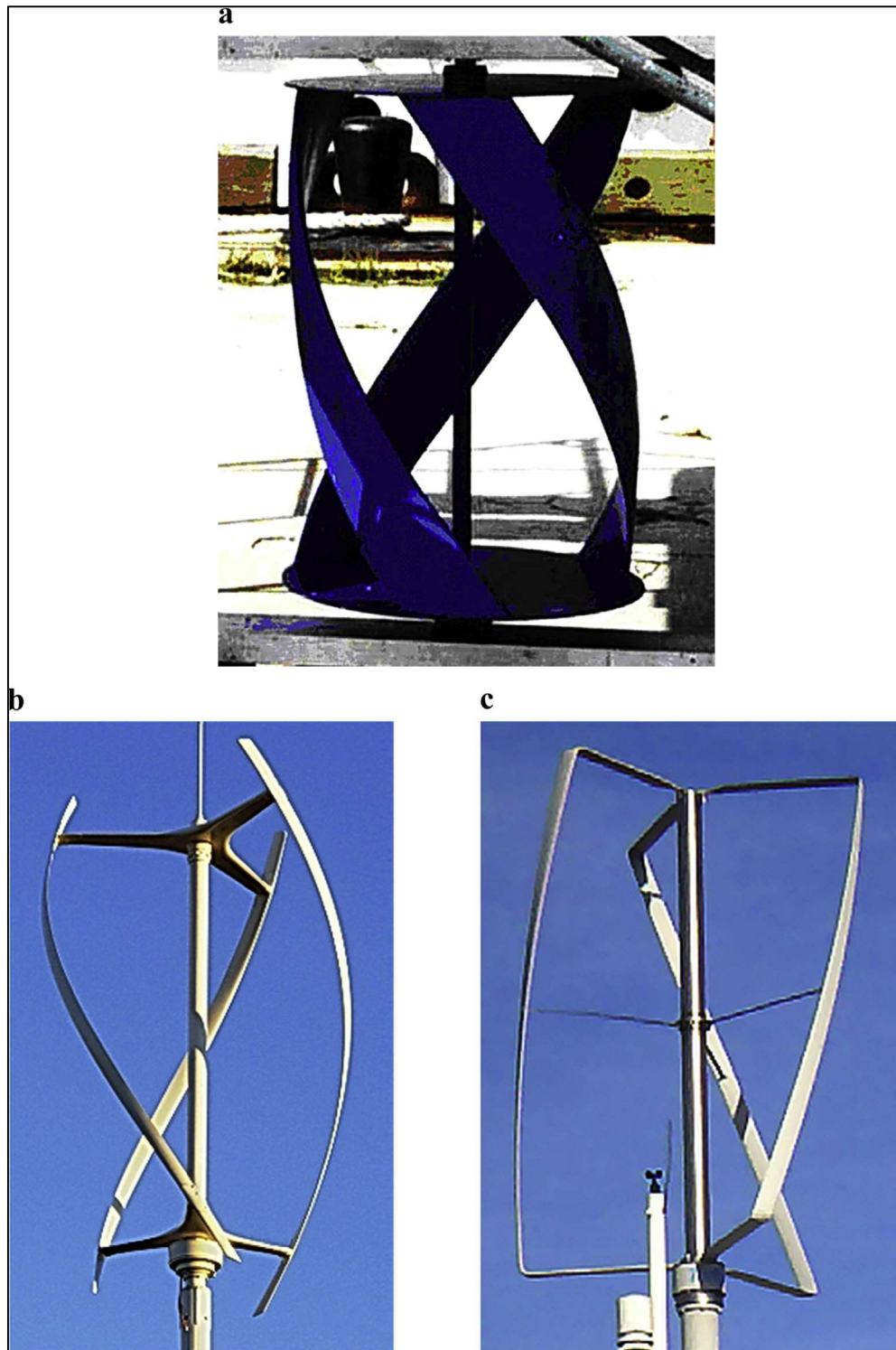


fig. 3.1 Confronto tra turbine eoliche (b, c) ed idrocinetiche (a) ad asse verticale

Come abbiamo detto il nostro lavoro riprende la turbina Darrieus utilizzata da (Shiono et al., 2000), per la quale era stata effettuata una campagna sperimentale con diverse solidità della macchina, della quale riportiamo i risultati nelle seguenti figure, in termini di coppia e di C_p .

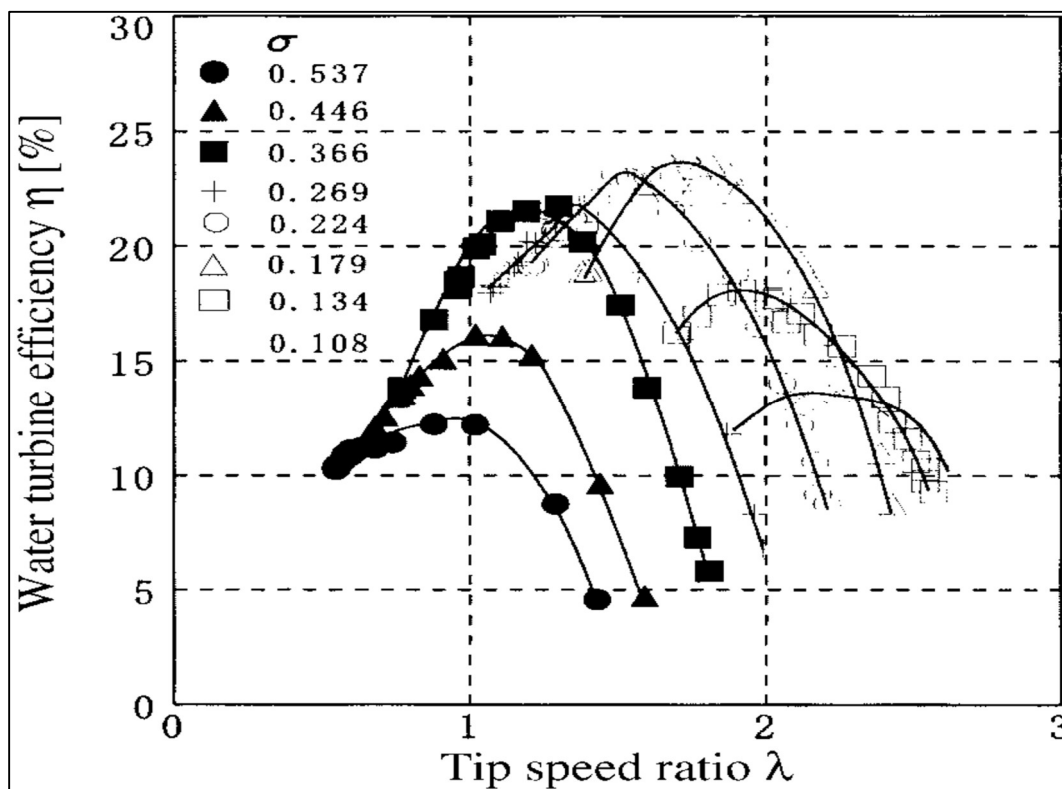
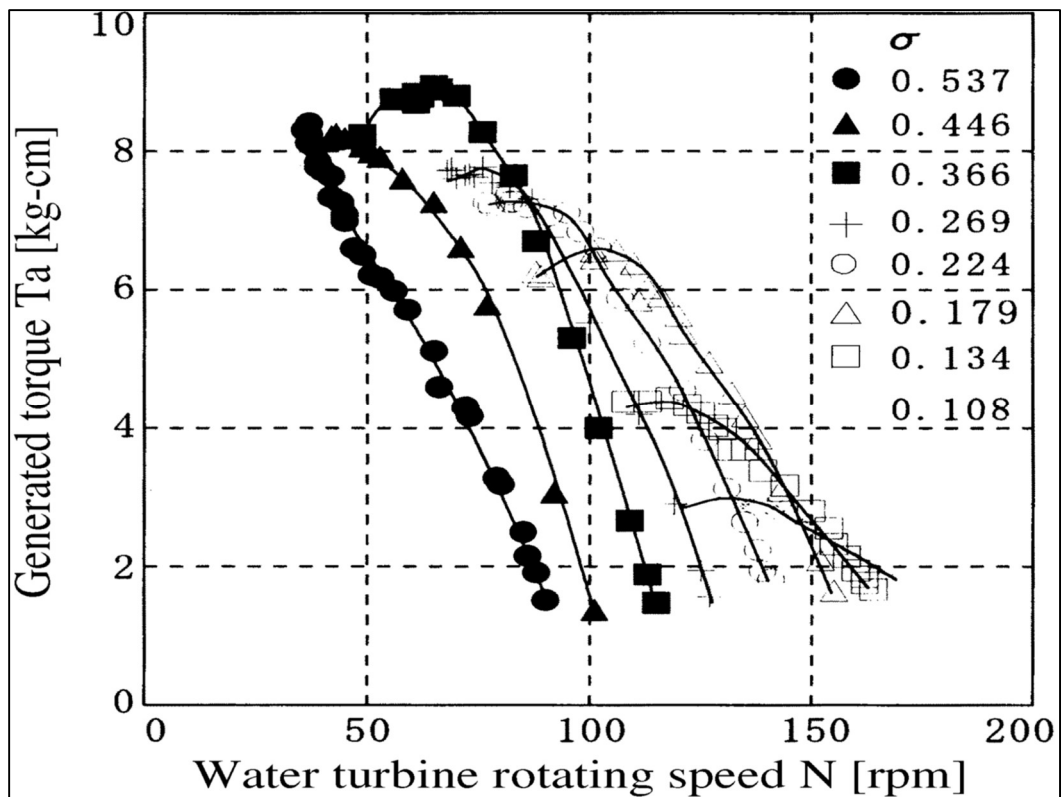


fig. 3.2, 3.3 Parametrizzazione della coppia prodotta e del C_p in funzione della solidità

In particolare, profili curvati, hanno caratteristiche migliori per quanto riguarda l'avvio, come si può vedere in fig. 3.4 (NACA 4415), ma peggiori per quanto riguarda i TSR più elevati, quando la macchina è alle condizioni nominali (Kirke, Lazauskas, 2008).

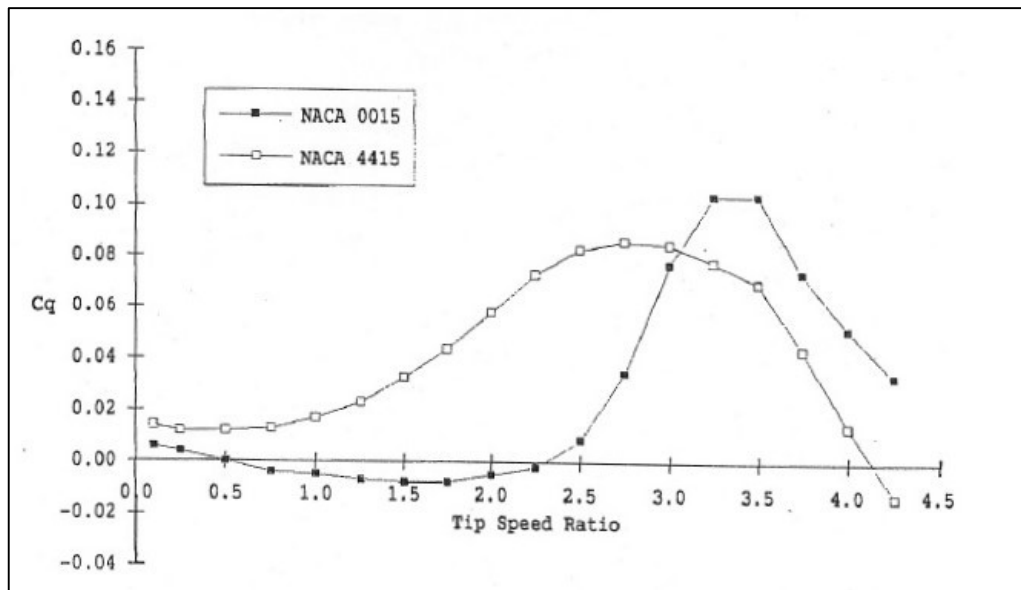


fig. 3.4 Confronto tra il coefficiente di coppia di un profilo dritto e di uno curvato

L'aspetto dell'avviamento delle turbine Darrieus è stato trattato in diversi studi (Kirke, Lazauskas, 2008; Kirke, 1998; Lazauskas, Kirke, 1992)

In particolare, alle basse velocità, risulta vantaggioso avere una solidità elevata, dato che diminuisce la velocità di *cut-in* ed aumenta la coppia di spunto, come è possibile vedere nella seguente fig. 3.5.

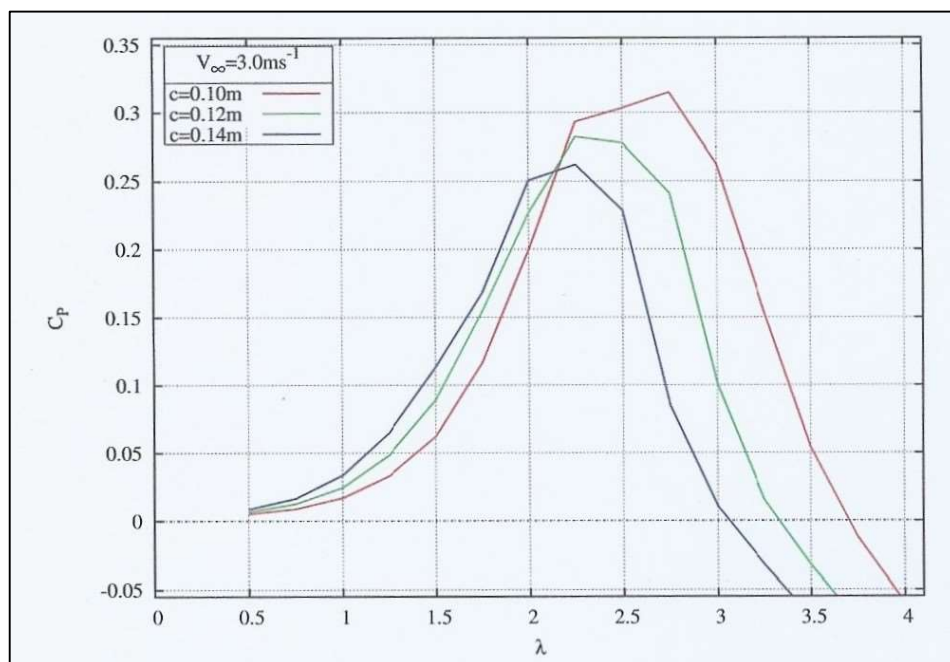


fig. 3.5 Andamento del C_p in funzione della solidità

Un altro accorgimento per migliorare l'avviamento è l'impiego di pale inclinate, dato che vanno in stallo in maniera meno brusca; tuttavia è emerso che è necessaria un'inclinazione superiore a 45° e quindi di non facile realizzazione dal punto di vista strutturale (Baker, 1983).

La coppia di spunto aumenta anche con l'impiego di pale avvolte a spirale (turbine *Gorlov*), tuttavia la soluzione migliore sarebbe quella di utilizzare pale a *pitch* variabile (fig. 3.6), che consentano di lavorare sempre in condizioni ottimali dal punto di vista dell'efficienza idrodinamica.

Esistono diversi studi in letteratura al riguardo (Kirke, 1998; Online.2), tuttavia i cinematismi necessari introducono un ulteriore elemento di costo e soprattutto di rischio per la macchina.

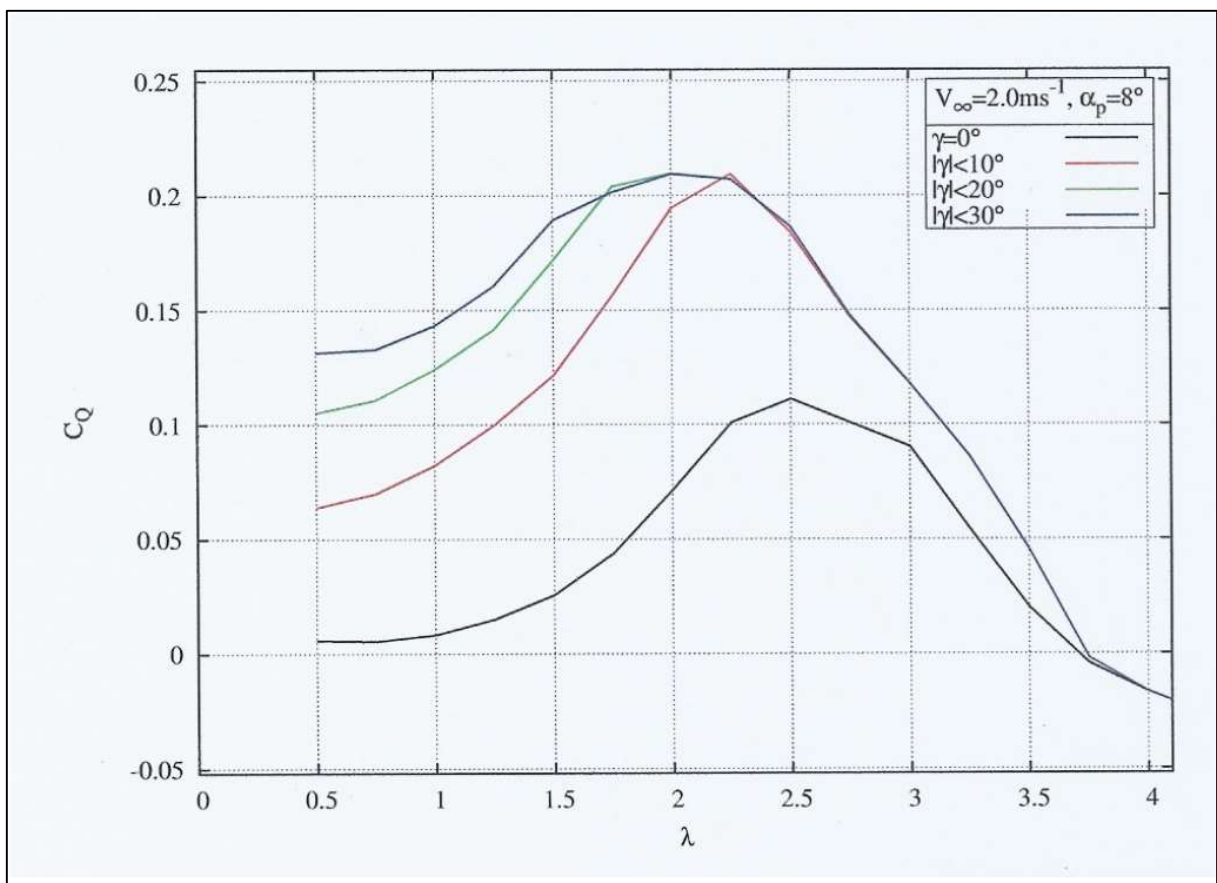


fig. 3.6 Confronto tra coppia erogata senza regolazione ($\gamma=0^\circ$) e con regolazione del pitch

3.2 Analisi CFD

3.2.1 Obiettivi delle simulazioni CFD

Come abbiamo detto, l'obiettivo delle simulazioni CFD da noi effettuate è quello di studiare l'effetto dell'interazione tra più VATT sulla producibilità della *farm*, analizzando inoltre l'influenza della solidità del rotore sulle prestazioni del sistema.

Abbiamo deciso di utilizzare una turbina già impiegata in precedenti simulazioni CFD fatte al Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni (DESTEC) dell'Università di Pisa, nelle quali erano state studiate coppie e terne di turbine idrocinetiche dello stesso tipo

Nel nostro lavoro di Tesi ci siamo concentrati soprattutto sull'arrangiamento in coppia delle turbine, andando ad analizzare l'effetto del TSR, del verso di rotazione dei rotori e della direzione incidente del flusso.

La disposizione delle turbine in terna è stata analizzata meno estesamente, con un'analisi di sensibilità alla distanza fra i rotori. Questa scelta deriva dal fatto di voler studiare i meccanismi fisici che stanno alla base dell'interazione fra più turbine; da questo punto di vista, risulta vantaggioso analizzare l'arrangiamento in coppia dei rotori, dato che i fenomeni fisici che entrano in gioco nei rotori disposti in terna sono i medesimi.

Naturalmente abbiamo effettuato simulazioni CFD con rotori isolati, in modo da poter avere un metro di paragone per i vari arrangiamenti della *farm*.

Tutte le simulazioni sono state ripetute per tre diversi valori della solidità (σ) delle pale, ovvero 0.12, 0.18 e 0.24.

3.2.2 Caratteristiche principali della turbina adottata e generazione della griglia

Le caratteristiche geometriche della turbina sono riportate in tabella 4.1, al variare della solidità.

La turbina è composta tre pale, perfettamente dritte, le quali hanno un profilo alare NACA63₃-018, che è un profilo ottenuto incurvando un NACA0018.

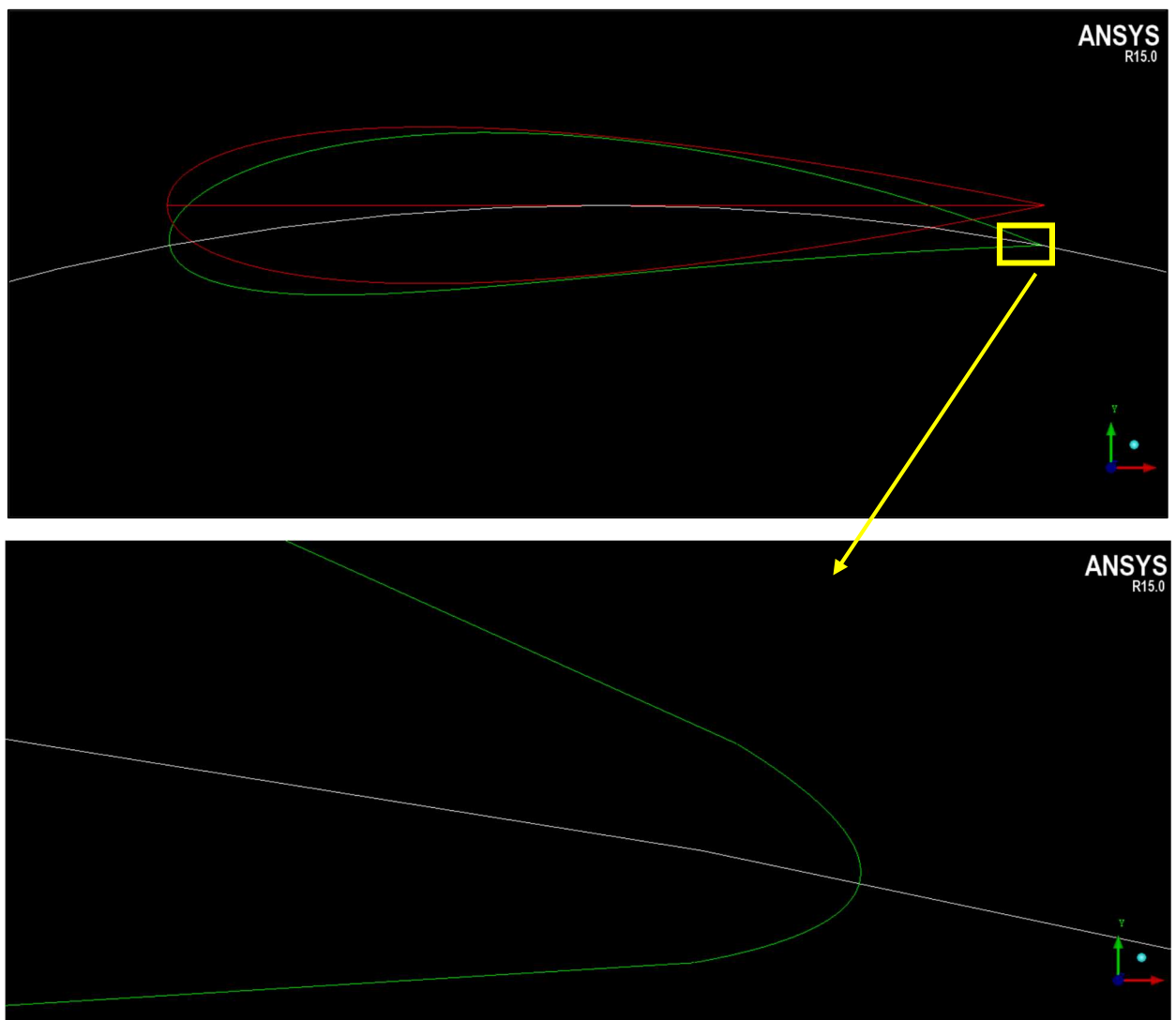
Dato che non è stato possibile reperire la curva parametrizzata di tale profilo, è stato necessario costruire un modello CAD 2D della pala.

A tale scopo abbiamo utilizzato il software CATIA V6, nel quale, partendo dal profilo NACA

0018, è stato possibile imporre che la *camber line* (ovvero la linea media tra estradosso ed intradosso del profilo) giacesse sulla circonferenza esterna spazzata dalle pale.

Il profilo è stato poi ottenuto mediante l'utilizzo di *splines*.

	$\sigma = 12\%$	$\sigma = 18\%$	$\sigma = 24\%$
Tipo di profilo	NACA63 ₃ -018		
# pale	3		
Diametro rotore [m]	1		
corda [m]	0,126	0,188	0,251



figg. 3.7-3.8 Confronto tra profilo NACA 0018 e NACA63₃-018 ed ingrandimento in prossimità della punta della pala

Nella precedente figura ## riportiamo un confronto tra il profilo NACA 0018 originale (curva rossa) e quello *cambered* (curva verde). La linea bianca rappresenta la circonferenza esterna

di diametro 1 m. In figura ## riportiamo un ingrandimento della punta del profilo, che è stata tagliata e smussata, per motivi legati alla bontà della generazione della griglia, usando un raccordo con raggio di curvatura pari allo 0.5% della corda, valore impiegato da (Maître et al., 2013) in un'analogia simulazione CFD.

Per la generazione della griglia 2D si è utilizzato il software *Ansys ICEM*.

Per effettuare le simulazioni è necessaria una griglia girevole, a tale scopo sono stati creati due file: uno per il dominio esterno fisso ed uno per il disco interno rotante, dove sono posizionate le pale (o più dischi in caso di più turbine). Un ingrandimento in prossimità del dominio rotante è riportato nella seguente figura 3.9.

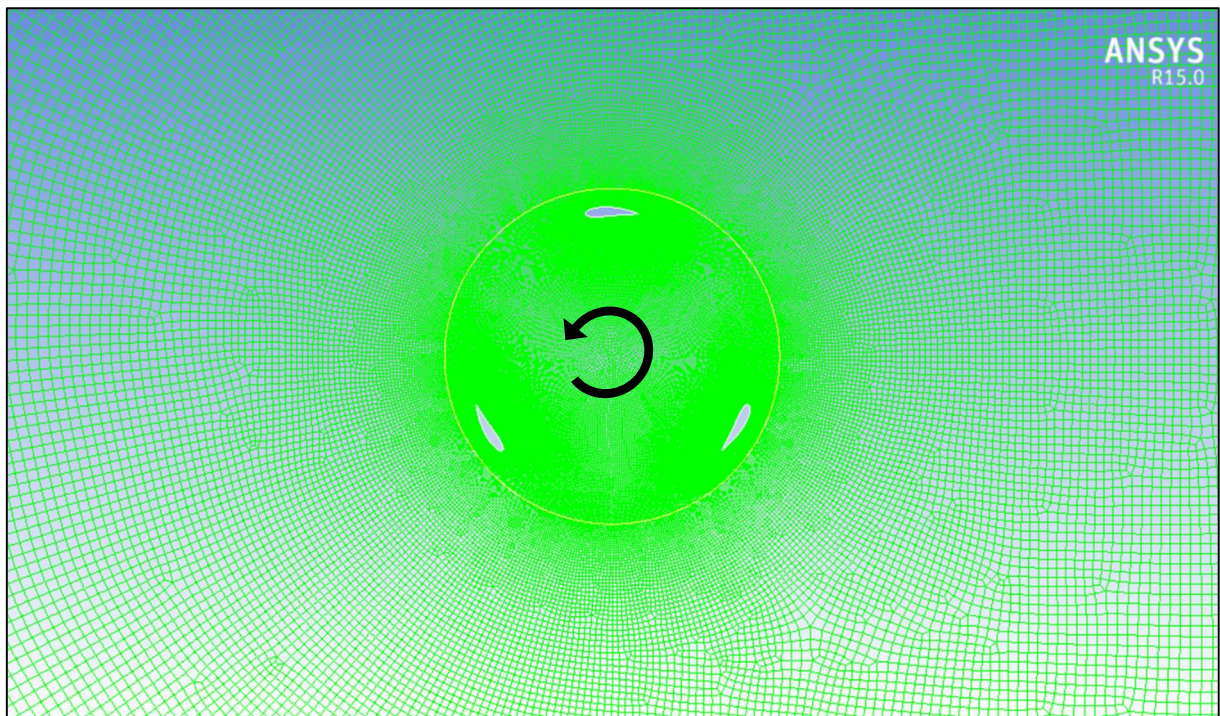


fig 3.9 Vista della griglia nelle vicinanze del dominio rotante

Si è scelto di utilizzare un dominio rettangolare, dimensionato opportunamente, in modo da non creare effetti di bloccaggio.

In tal senso non è stato necessario effettuare un'analisi di sensibilità alle dimensioni del dominio, dato che tale lavoro era già stato svolto nelle simulazioni precedentemente eseguite al DESTEC per turbine idrocinetiche dello stesso tipo. In particolare era emerso che la scia si sviluppava completamente per lunghezze *downstream* del dominio superiori a 18 D (D=diametro del rotore), inoltre era stata notata un'influenza apprezzabile sui risultati al variare della lunghezza *upstream*. Cautelativamente abbiamo scelto un dominio largo 48 D e

con lunghezze *upstream* e *downstream* rispettivamente di 36 D e 20 D. Nella zona centrale del dominio vengono inserite la/e turbina/e. Attraverso la tecnica delle *sliding mesh* poi è possibile mettere in rotazione la griglia e quindi simulare il moto della turbina.

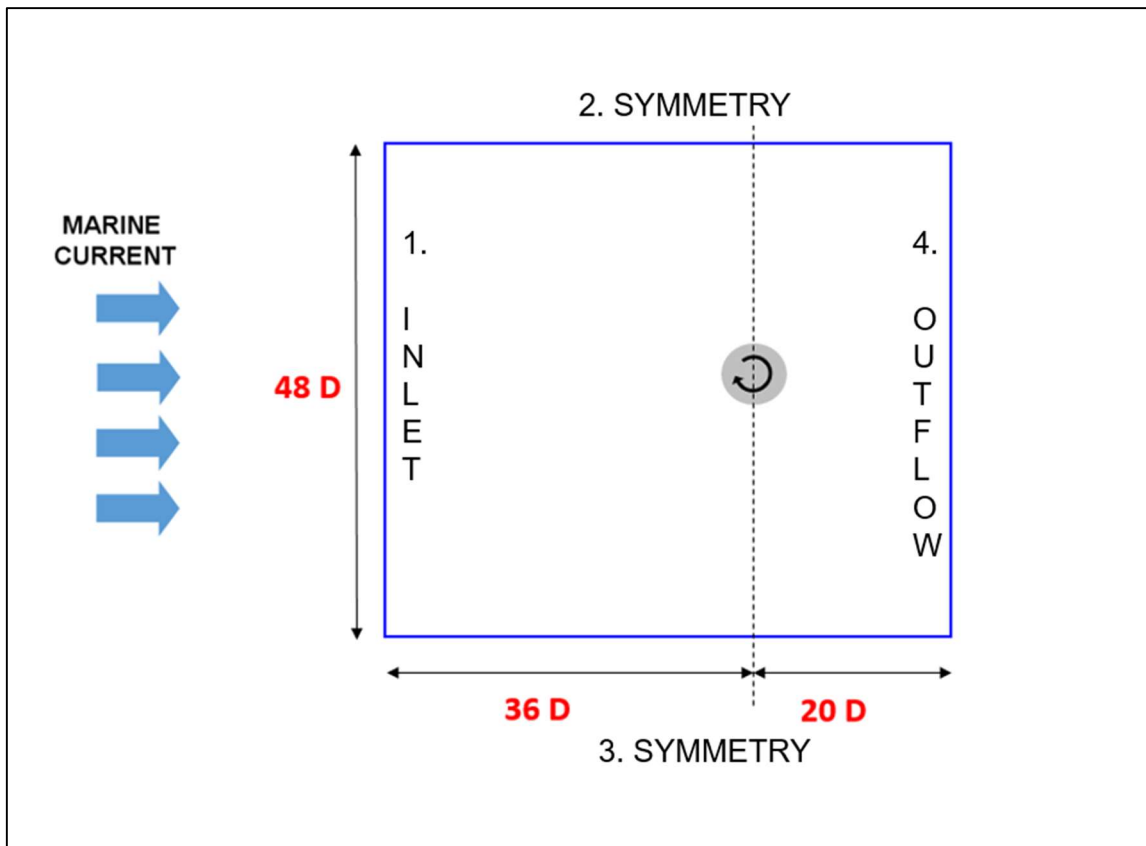


fig 3.10 Schema del dominio adottato e condizioni al contorno imposte

Per il dominio rotante si è utilizzata una *mesh* non strutturata *all-quad* e si è proceduto all'infittimento della *mesh* ai bordi delle pale, mediante inserimento di *layer* prismatici, per il dominio esterno fisso, invece, si è utilizzata soltanto una *mesh* non strutturata *all-quad*. Nella seguente tabella riportiamo il numero di celle presenti nelle griglie dei vari domini.

# celle	turbina isolata	coppia turbine	terna turbine
dominio rotante	124659	249318	373977
dominio fisso	128495	164271	240151
totale	253154	413589	614128

3.2.3 Impostazioni della simulazione CFD

Il software utilizzato per la simulazione CFD è il software *Fluent* 15.1 del pacchetto *ANSYS*. Come detto in precedenza abbiamo utilizzato un modello URANS (*unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes*) implicito. Nella tabella 3.1 riportiamo i dati utilizzati per la discretizzazione numerica del problema.

<i>Solutore</i>	
Solver	Pressure Based
Time	Transient
<i>Discretizzazione spaziale</i>	
Gradient	<i>Least Square Cell Based</i>
Pressure	<i>Standard</i>
Momentum	<i>Second Order Upwind</i>
Turbulent Kinetic Energy	<i>Second Order Upwind</i>
Specific Dissipation Rate	<i>Second Order Upwind</i>
Modified Turbulent Viscosity	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Metodo di soluzione</i>	
Accoppiamento Pressione-Velocità	PISO
<i>Turbolenza</i>	
Model	<i>k-ω SST</i>
<i>Discretizzazione temporale</i>	
Unsteady Formulation	<i>Second Order Implicit</i>
Time-Step	$0,5 \div 1^\circ$ / Time-step

tab. 3.1 parametri d'impostazione della simulazione

Le simulazioni sono state effettuate con alcuni accorgimenti, come ad esempio diminuire i fattori di sotto-rilassamento durante i primi *time-steps*, in modo tale da contenere la diffusività numerica iniziale. Inoltre durante i primi 10 giri di turbina è stato scelto un *time-step* corrispondente ad 1° di rotazione del rotore, mentre nei successivi 8 giri il *time-step* è stato ridotto a 0.5° , in maniera tale da avere una maggiore accuratezza nei risultati.

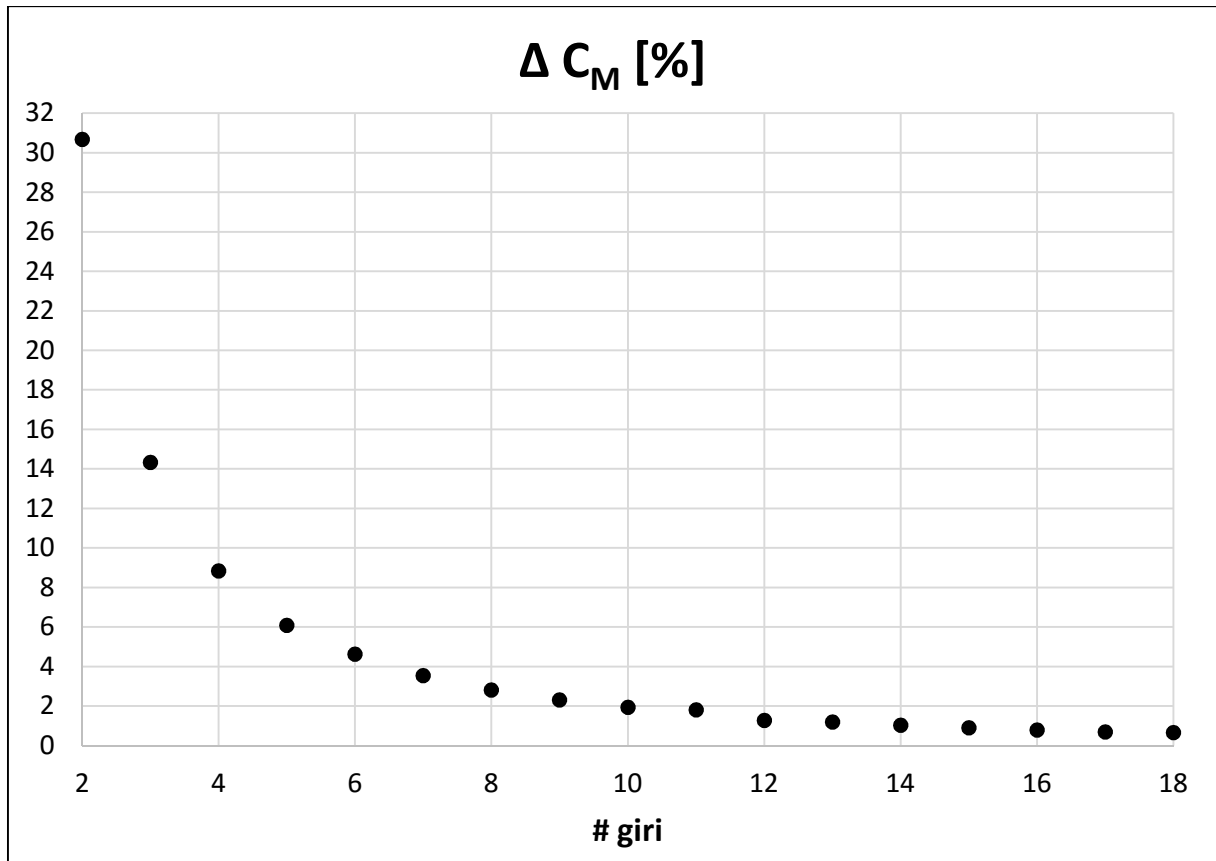


fig. 3.11 Variazione relativa del C_M col numero dei giri effettuato dalla turbina

Il numero dei giri effettuati dalla turbina è cautelativo, infatti, dalla figura seguente, in cui è diagrammata la variazione percentuale del C_m medio da giro a giro.

Come si può notare, dal 14esimo giro, lo scostamento percentuale del C_m medio si mantiene al di sotto dell'1%.

Nella figura 3.10 sono riportate le impostazioni relative alle condizioni al contorno: sulla linea 1, a monte della turbina, la condizione al contorno è quella di *inlet*, con cui vengono imposti la velocità del flusso ed i parametri di turbolenza; le linee perpendicolari all'*inlet* (2-3) hanno la condizione al contorno *simmetry*, per diminuire gli effetti di bloccaggio, imponendo la simmetria rispetto a quelle linee delle varie grandezze fisiche analizzate.

Sulla linea 4, a valle della turbina, viene posta la condizione di *outflow*, ovvero pressione relativa nulla. Sulla circonferenza compresa tra dominio fisso e dominio rotante viene posta la condizione di *interface* ed infine, le superfici esterne delle pale del rotore, vengono impostate su *wall*, ovvero condizione al contorno di *no-slip* (velocità nulla).

3.3 Fenomeni fisici dominanti nell'interazione fra più turbine

Nel nostro studio abbiamo preso in esame tre tipi di accoppiamento per le turbine disposte in coppia ed un solo tipo di disposizione per le turbine disposte in terna, come è possibile vedere nella seguente figura, in cui si riporta anche uno schema che riassume il percorso azimutale della pala (angolo θ), suddiviso tra percorso *upwind* ($0^\circ < \theta < 180^\circ$) e percorso *downwind* ($180^\circ < \theta < 360^\circ$). In tutti i casi considerati, la turbina isolata gira in senso antiorario.

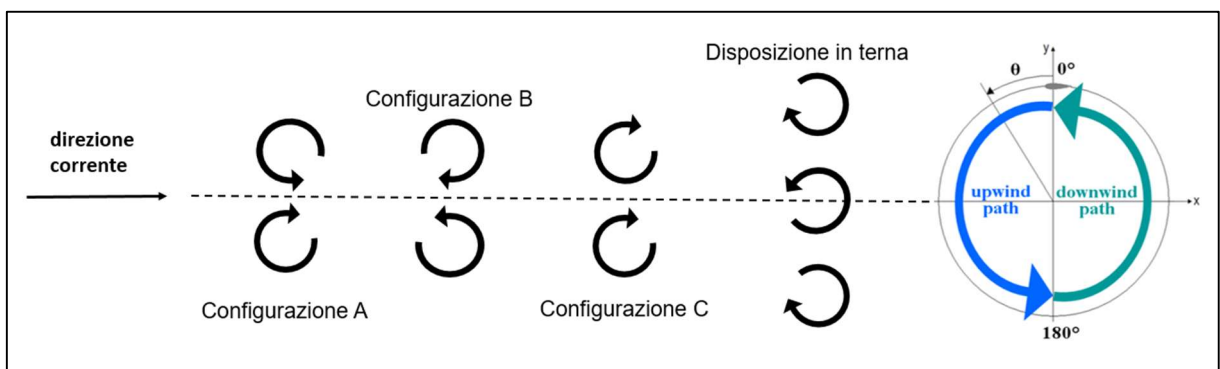
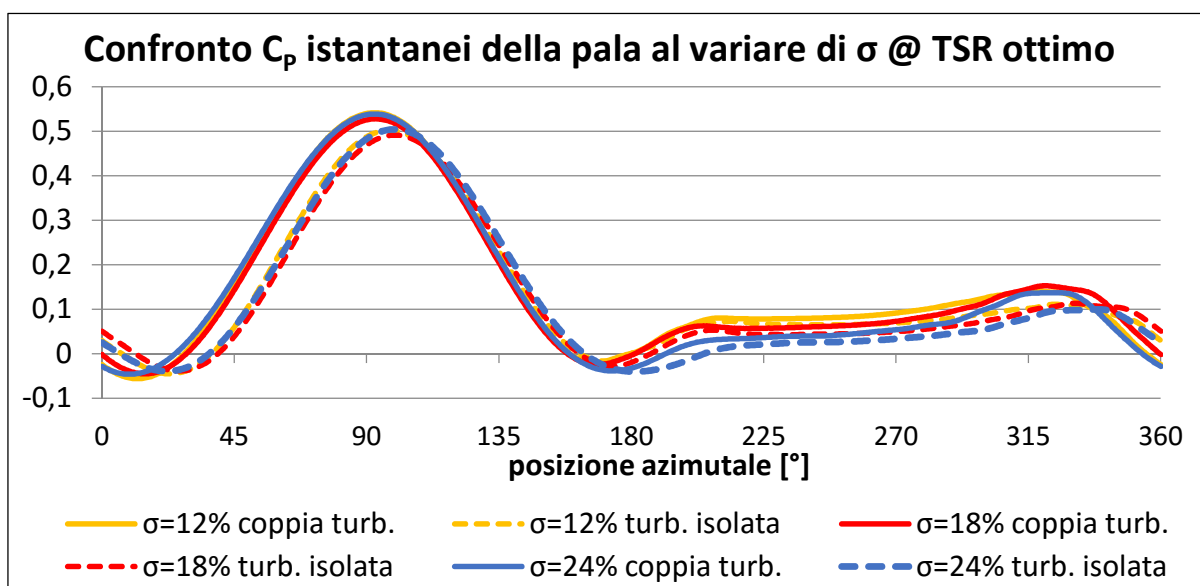
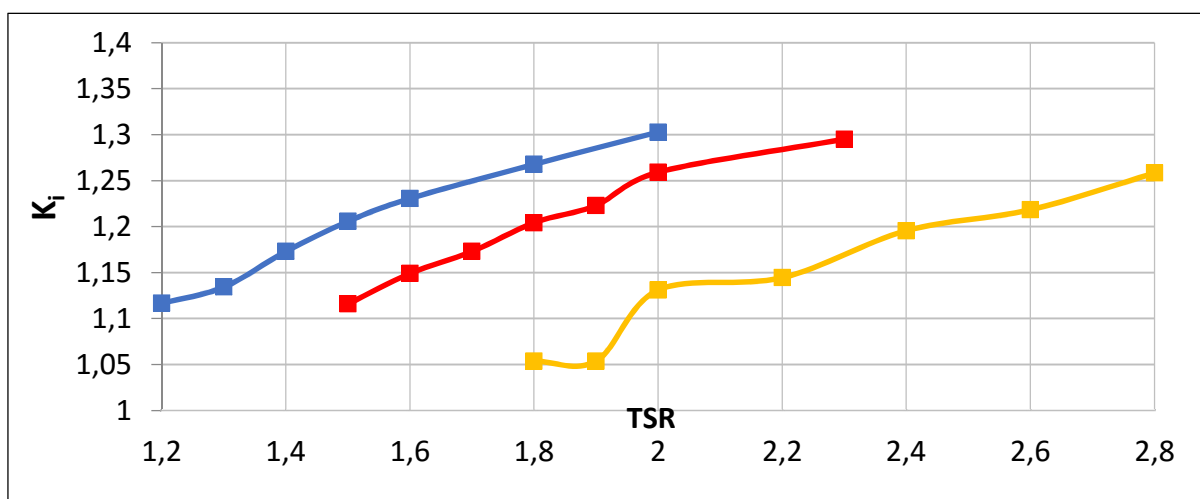
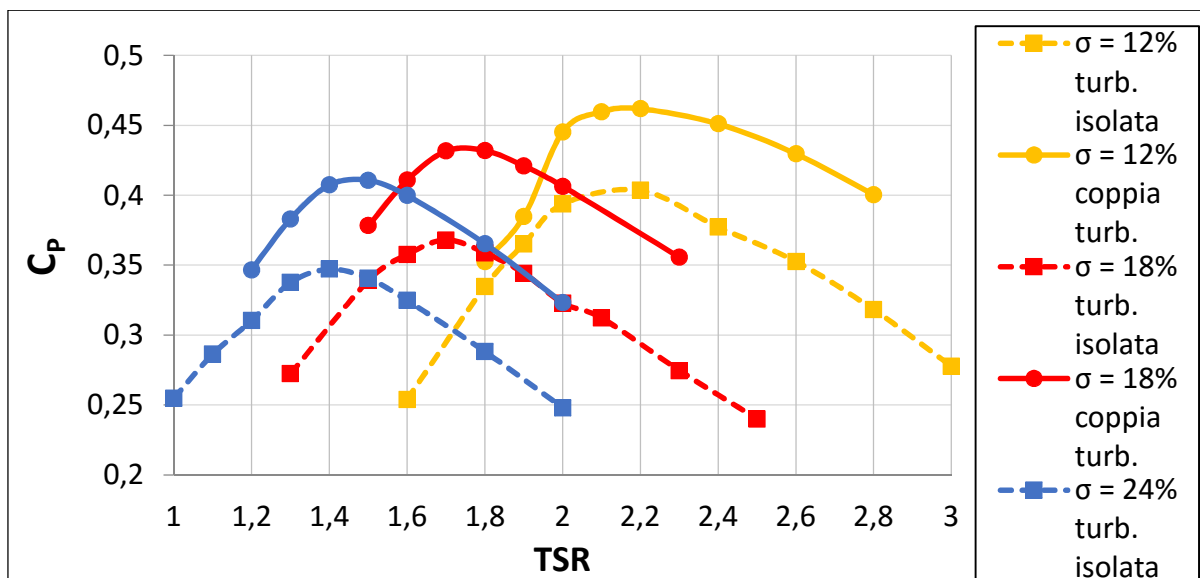


fig. 3.12 schema delle farm analizzate

Il primo dato che abbiamo ricavato attraverso le simulazioni CFD è stato l'andamento del C_p medio con il TSR della turbina isolata e della coppia di turbine con angolo d'incidenza ottimale ($\varphi=0^\circ$). Abbiamo preso in considerazione la configurazione B, dato che tale configurazione è quella che fornisce i risultati migliori in termini di resa (Zanforlin, Nishino, 2016). Come si può notare dalla fig. 3.13, il rendimento delle turbine in coppia è sempre maggiore di quella della turbina isolata, in particolare, se andiamo a diagrammare il guadagno rispetto alla turbina isolata, che in precedenza avevamo chiamato K_i , otteniamo il grafico di fig. 3.14. In particolare si nota un andamento crescente col TSR del coefficiente di resa normalizzato K_i , causato da fenomeni fisici che spiegheremo più avanti. Le curve delle coppie di turbine, oltre ad assumere valori maggiori rispetto alla turbina isolata per ampi intervalli angolari azimutali, risultano sfasate in anticipo rispetto alle curve delle turbine isolate. Questo perché gli angoli di attacco, nel caso di accoppiamento di rotori, risultano più favorevoli alla produzione di portanza, come mostrato in (Zanforlin, Nishino, 2016) e dunque la pala comincia a produrre coppia a posizioni azimutali meno favorevoli, come spiegheremo a breve.



figg. 3.13-3.14-3.15 andamento di C_p in funzione del TSR ed andamento del K_i col TSR al variare della solidità del rotore; C_p istantaneo della pala al TSR ottimo al variare della solidità

Per capire i fenomeni fisici che entrano in gioco quando più turbine interagiscono fra di loro, abbiamo confrontato le linee di flusso intorno alla turbina isolata e alle turbine in coppia (fig. 3.16), notando che:

- a causa della rotazione, una turbina isolata mostra una lieve curvatura nella scia (*wake bending*) di curvatura; quindi le scie di turbine di tipo A divergono lateralmente (trasversale) leggermente di più delle scie di turbine di tipo B;
- la turbina, essendo un ostacolo, comporta l'accelerazione del flusso ai lati del rotore e, nel caso A, nella sezione di passaggio tra le turbine. Nel caso B, invece, il flusso che passa tra le due turbine subisce un'accelerazione minore. La differenza risiede nella direzione della velocità indotta dalle pale (cioè concorde alla direzione della corrente per A, discorde per B). Come conseguenza delle differenti velocità indotte, per la configurazione B, una quota maggiore di flusso tende ad aggirare le turbine in configurazione B rispetto a quelle in configurazione A;
- le linee di flusso in prossimità dei lati interni delle turbine tendono ad essere paralleli al piano di simmetria della configurazione, mentre per una turbina isolata il flusso è indotto a divergere su entrambi i lati;
- per le disposizioni A e B, ai lati interni della configurazione si registra una significativa contrazione della scia, mentre per la coppia di tipo C si nota una marcata asimmetria della scia, indotta dalla rotazione concorde delle due turbine. La scia nella parte esterna della configurazione, invece, non cambia sensibilmente rispetto al caso della turbina isolata.

Per comprendere al meglio la fisica del problema abbiamo diagrammato le grandezze fisiche d'interesse lungo le linee identificate dalle circonferenze d'interfaccia tra dominio fisso e dominio rotante (che per brevità chiameremo "linea d'interfaccia" o "interfaccia" d'ora in poi).

In questo modo risulta più semplice analizzare ciò che succede nei percorsi di *upwind* e *downwind*. Abbiamo effettuato un'analisi di sensibilità al variare della solidità, per capire l'influenza di questo parametro sulla fluidodinamica del problema. Per ogni solidità analizzata, quando non è indicato diversamente, abbiamo scelto il TSR ottimale, ovvero quello che massimizza la coppia prodotta.

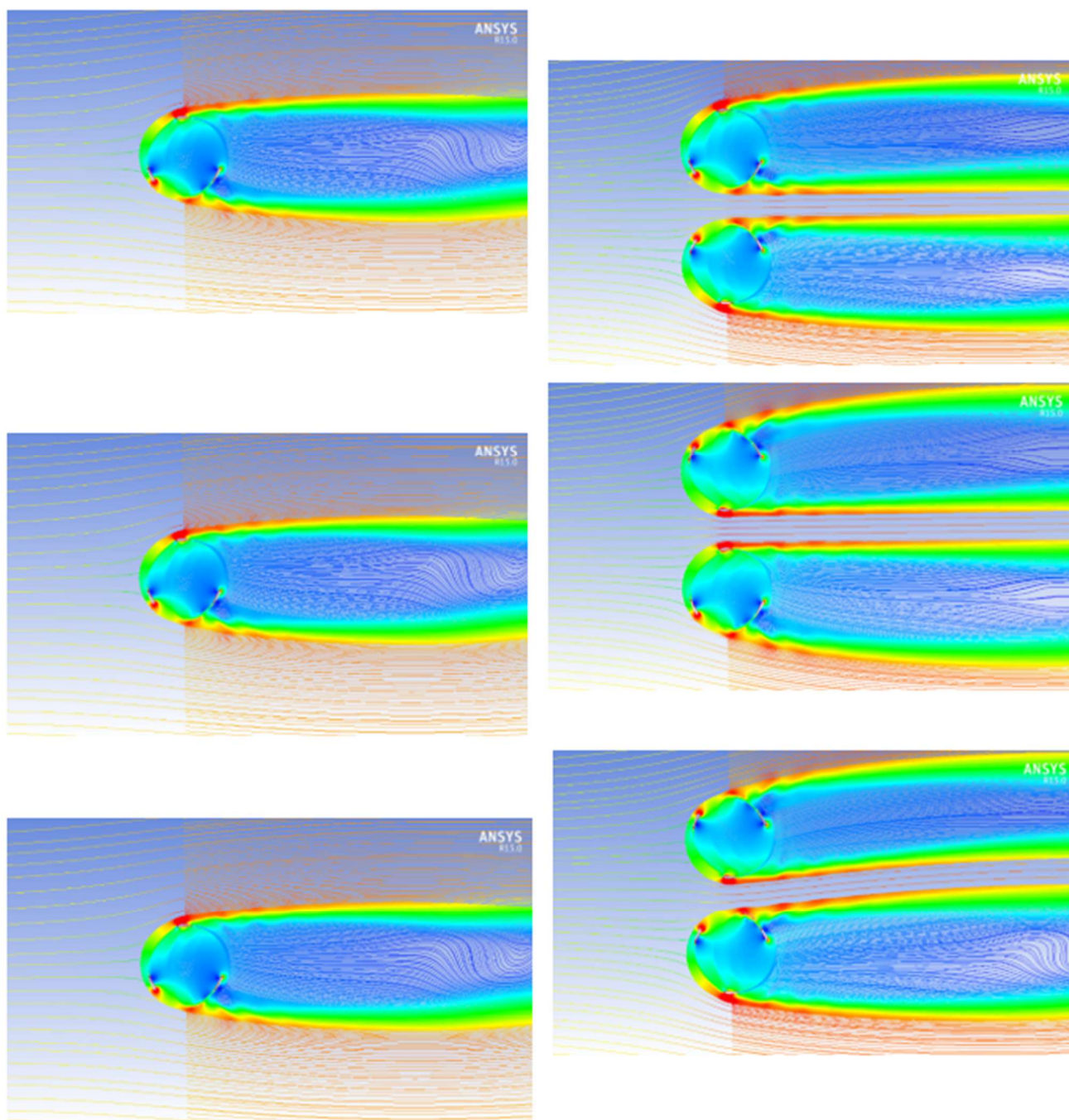


fig. 3.16 confronto tra il campo di moto in prossimità del rotore isolato (sinistra) e della coppia di turbine (destra): in alto coppia di tipo "A"; al centro coppia di tipo "B"; in basso coppia di tipo "C"

Lo studio dell'andamento del C_p azimuthale della pala al variare della solidità, è il punto di partenza della nostra analisi. Nel percorso *upwind* gli andamenti per la coppia di turbine e per la turbina isolata sono pressoché identici, in particolare, analizzando i campi di pressione della turbina isolata e della turbina in coppia di tipo "B" (risultati analoghi si ottengono per la coppia-A), si notano maggiori differenze di pressione per quest'ultima disposizione, le quali derivano da un miglior angolo d'attacco (fig 3.17). E' interessante notare, in tal senso, l'importanza dell'angolo d'attacco sullo sviluppo di portanza del profilo alare. Infatti la velocità ha un modulo minore rispetto al caso della turbina isolata, dato che diminuisce sia la componente longitudinale della velocità (longitudinale) in *upwind*, a significare una ridotta portata in massa che attraversa la turbina, sia la componente trasversale della velocità (soprattutto nei casi a solidità più alta). Per quanto riguarda il percorso *downwind*, notiamo una variazione apprezzabile del C_p della pala, con coppie crescenti al diminuire della solidità. Questo effetto derivare dal fatto che la pala, essendo più piccola, perturba meno il flusso, e dunque le velocità in *downwind* risultano più alte, a vantaggio della coppia prodotta. Inoltre, come abbiamo detto, la scia tra le due turbine è più piccola ed ha maggiore energia cinetica, a tutto vantaggio della produzione di coppia. Le seguenti figure mostrano quanto detto.

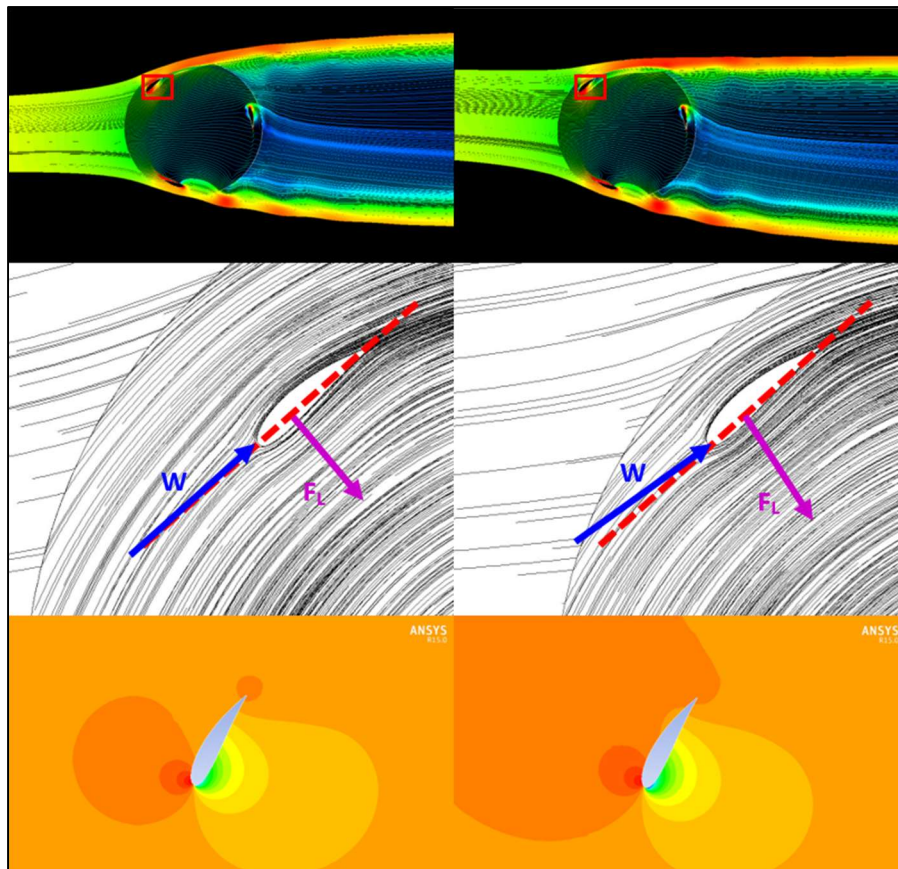


fig 3.17 campo di velocità (1a riga), angolo d'attacco (2a) e campo di pressione per rotore isolato (sinistra) e in coppia (destra)

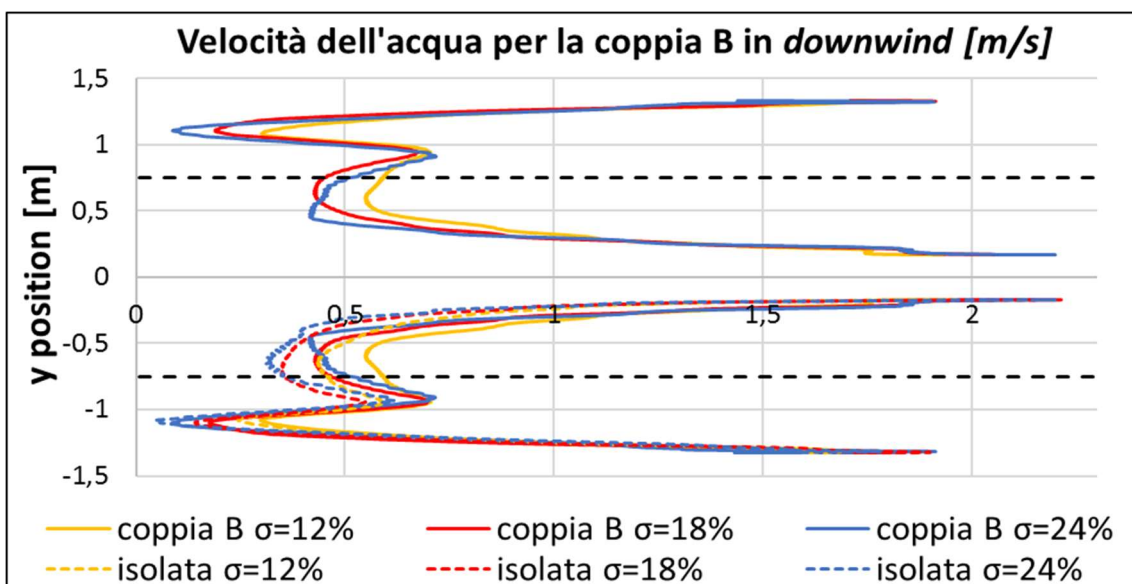
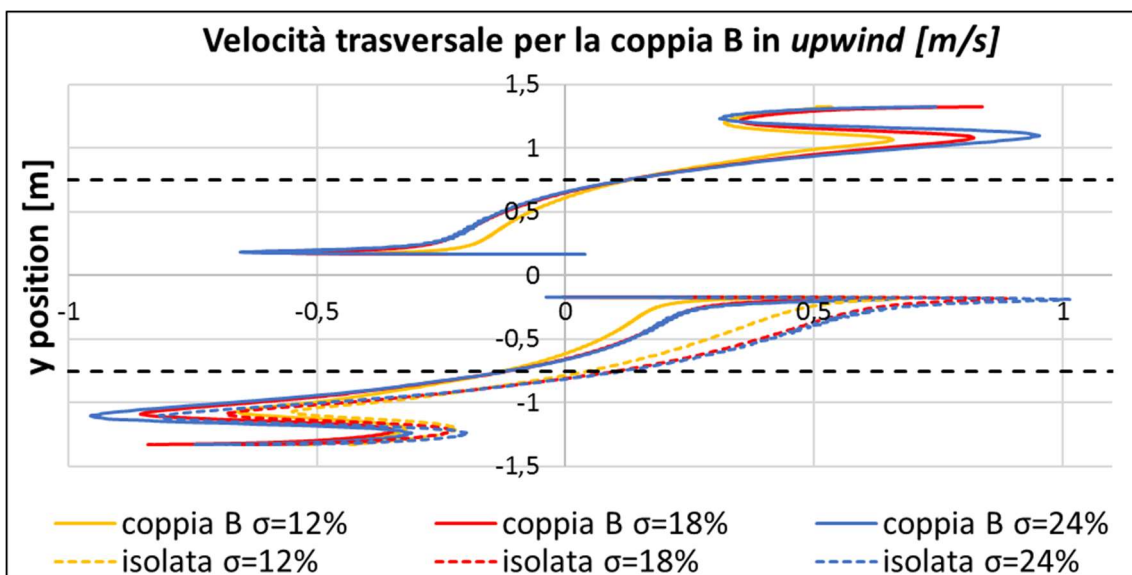
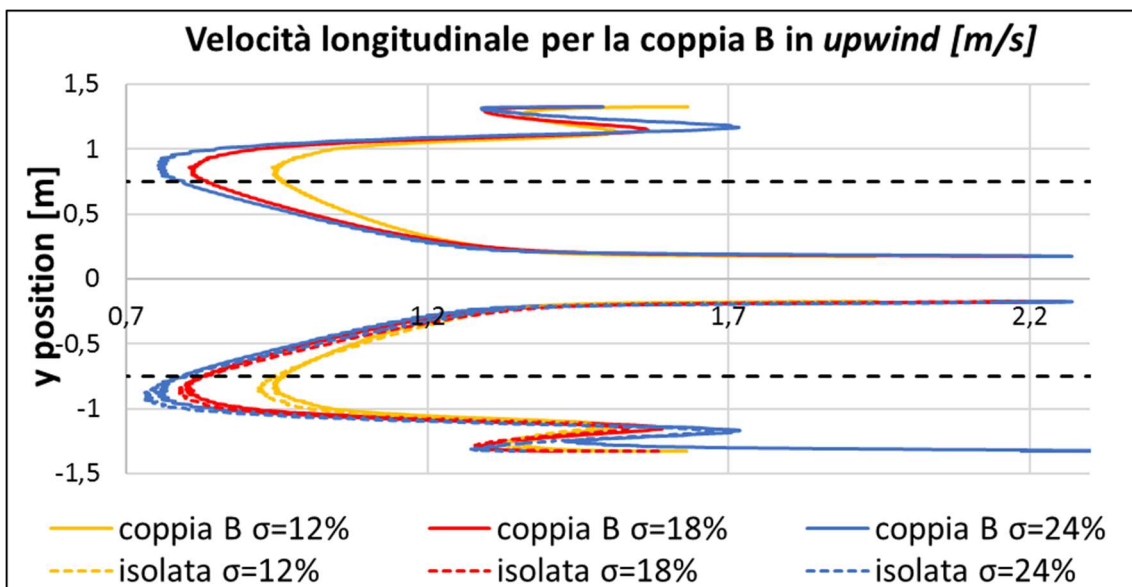


fig. 3-18-3.19-3.20 Campo di moto lungo l'interfaccia @ TSR ottimo

Un altro parametro che abbiamo analizzato, al variare della solidità e del TSR, è il *ripple factor* ($RF = (C_{m, \max} - C_{m, \min}) / C_{m, \text{medio}}$), nelle seguenti figure riportiamo i risultati ottenuti.

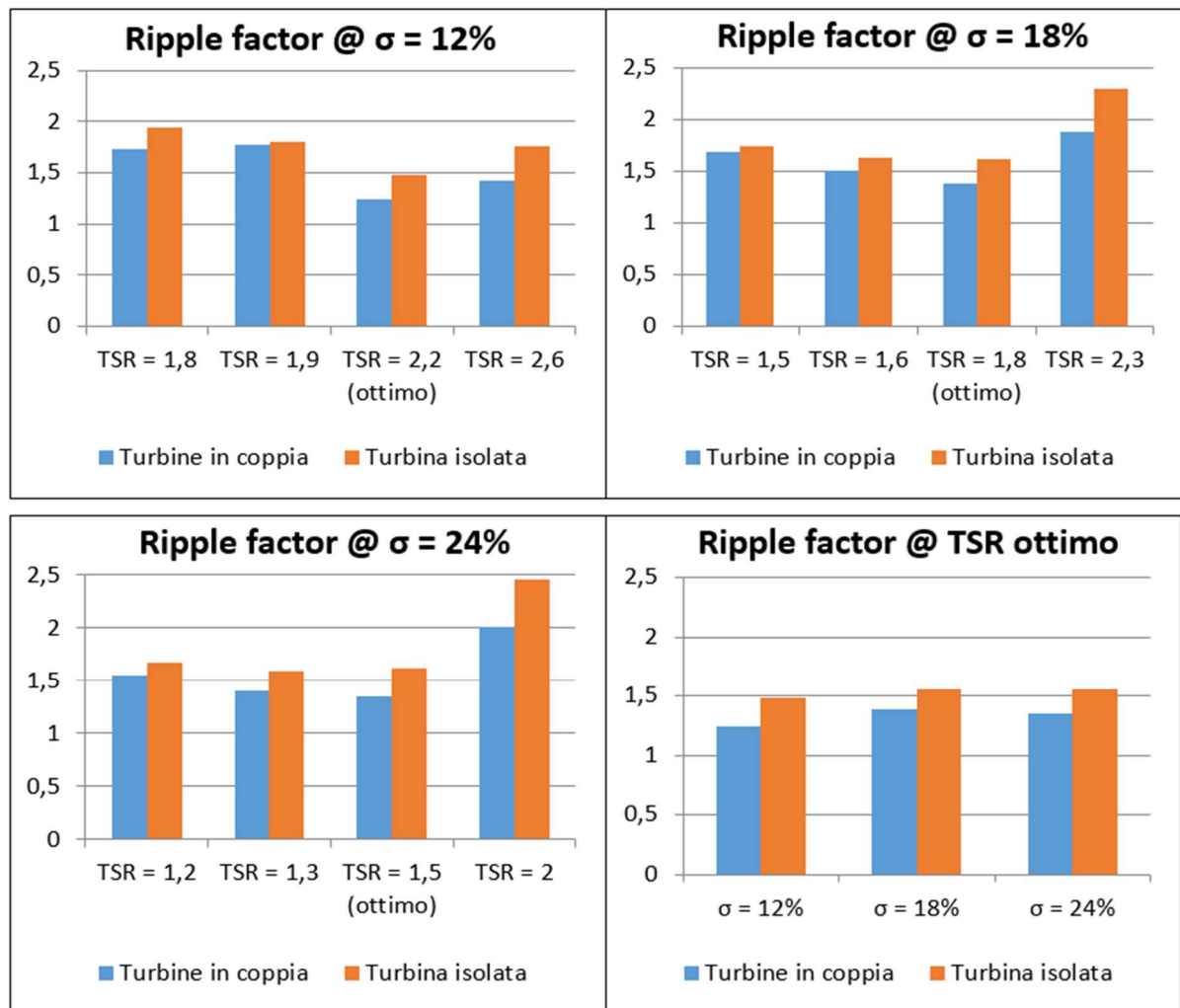


fig. 3.21-3.22-3.23-3.24 Analisi parametrica del ripple factor

Dalle figure precedenti si nota che l'andamento del *ripple factor* col TSR inizialmente decresce, raggiungendo un minimo in corrispondenza del TSR ottimo (coppia massima), per poi crescere. Questo andamento è più marcato nel caso di turbine disposte in coppia, rispetto al caso di turbina isolata.

Andiamo ora ad analizzare gli andamenti dei C_p azimutali della pala al variare della configurazione della *farm*, riportati nelle seguenti figure. Per brevità, nei casi A e B, riportiamo soltanto la curva della pala del rotore a sud, dato che il rotore a nord ha prestazioni quasi identiche.

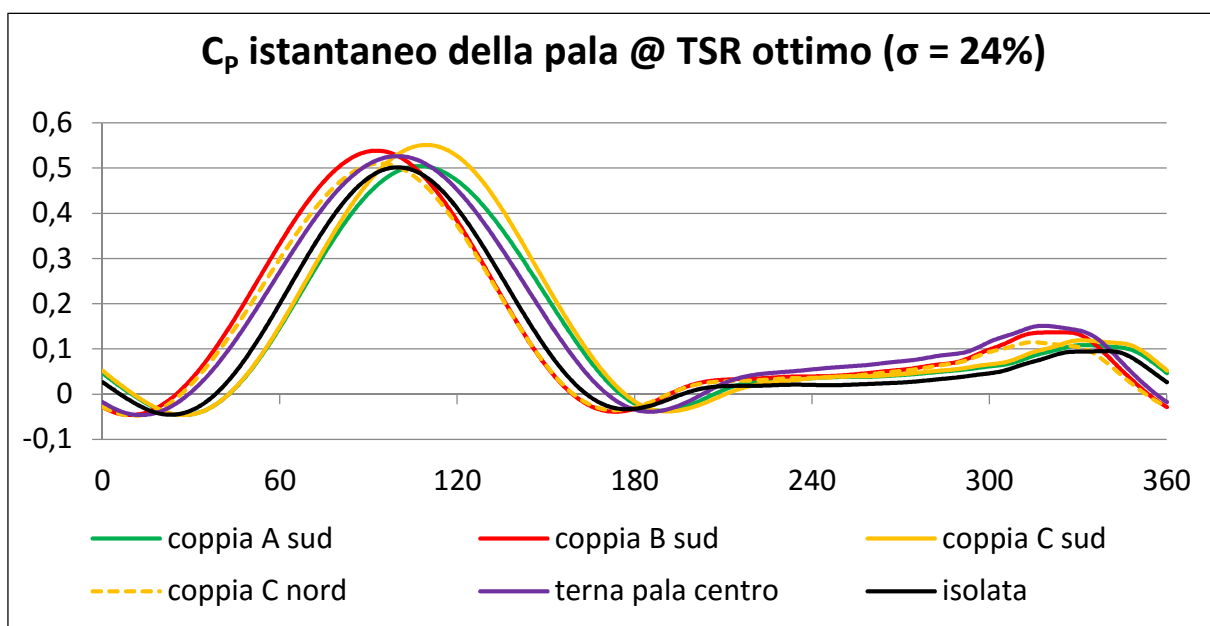
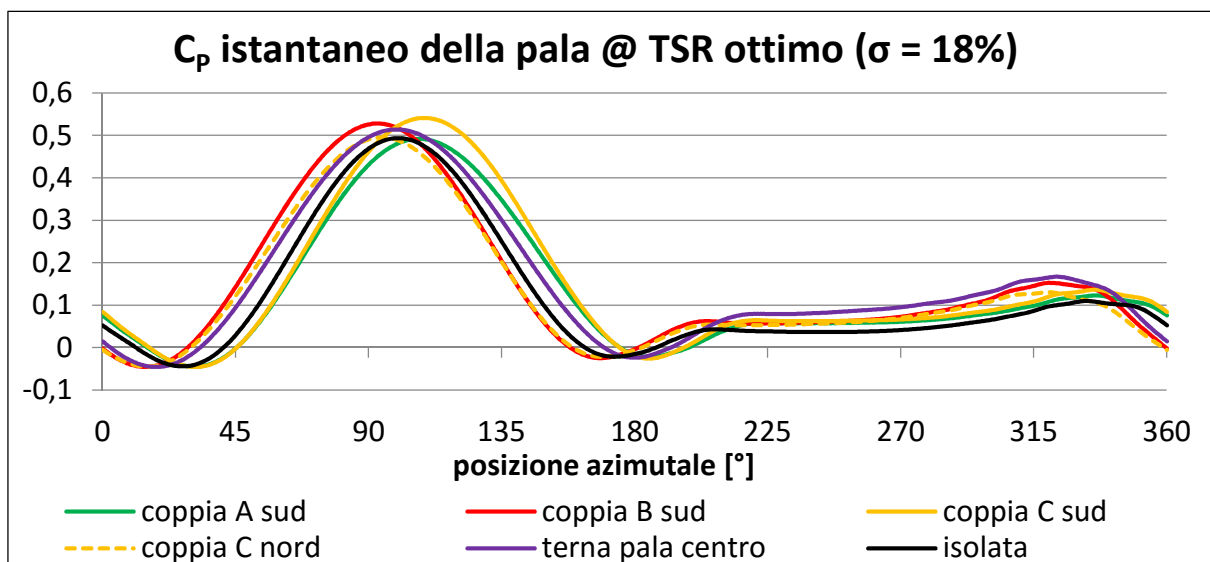
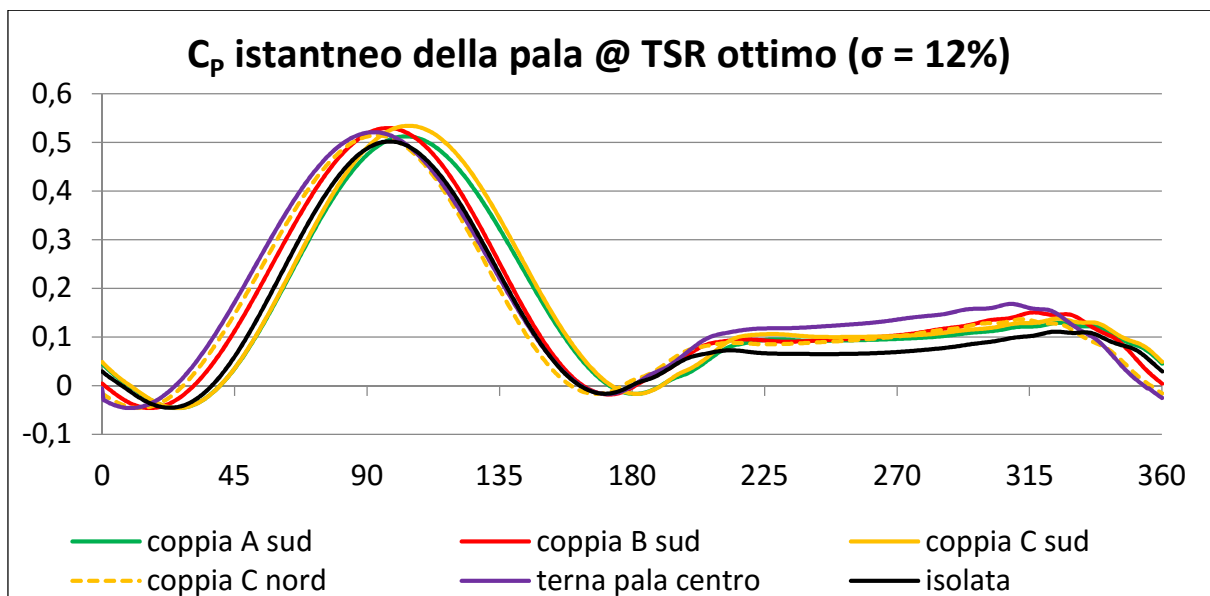
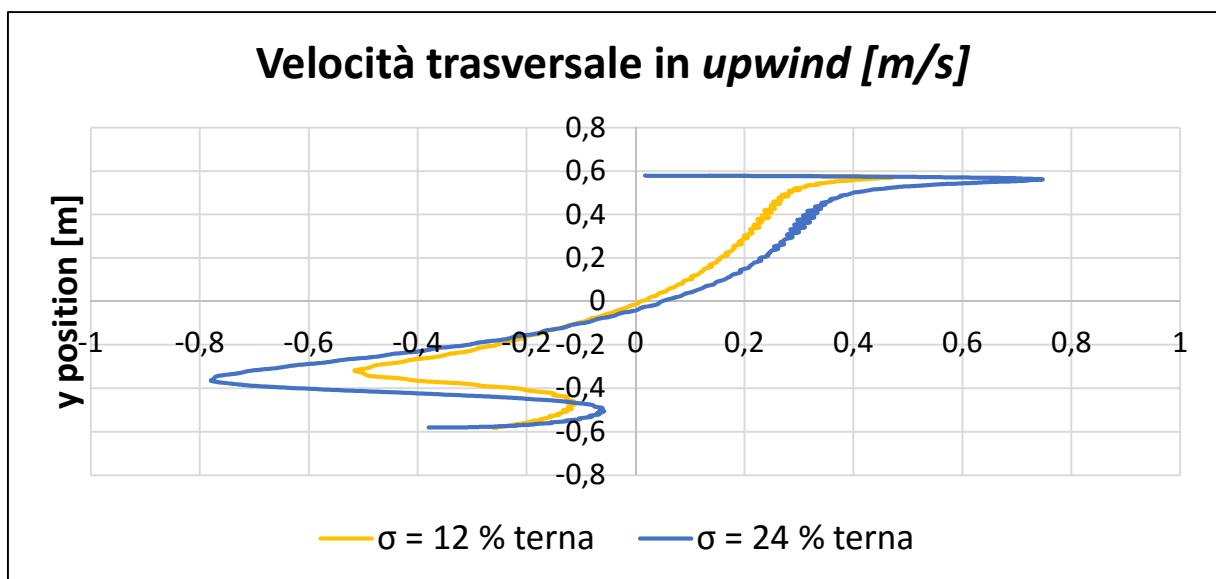
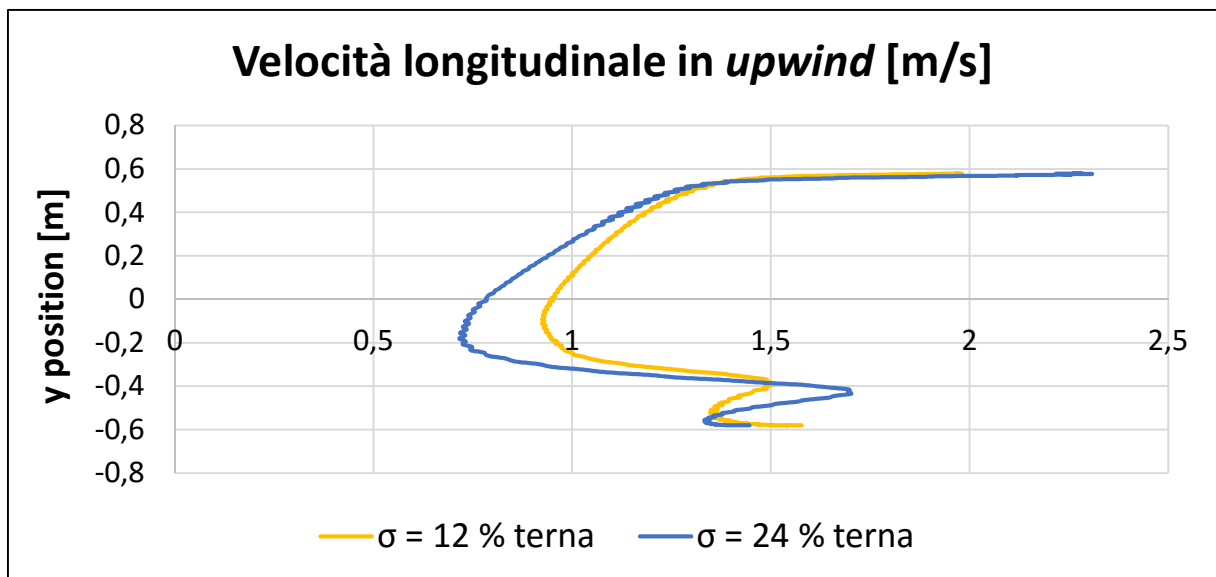


fig. 3.25-3.26-3.27 C_p istantaneo della pala per rotori side-by-side in funzione della solidità

Come si può osservare, i casi a solidità 18% e 24% hanno andamenti del tutto simili, dal punto di vista dello *shift* delle curve rispetto a quella della turbina isolata. Nel caso a solidità più bassa, invece, lo *shift* delle curve cambia in maniera apprezzabile. In particolare si nota uno spostamento verso sinistra in *upwind* della curva di coppia della terna, questo perché il fluido risulta meno perturbato dal rotore, raggiungendo quindi velocità maggiori, anche per quello che riguarda il percorso *downwind*. Inoltre, in *upwind*, la componente trasversale della velocità risulta sensibilmente minore, soprattutto nel primo tratto del percorso, ad indicare che il flusso viene deviato meno sensibilmente dall'ostacolo. Inoltre è importante notare che la terna produce coppia per un intervallo maggiore di θ al crescere della solidità. Le seguenti figure ## mostrano quanto detto sopra.



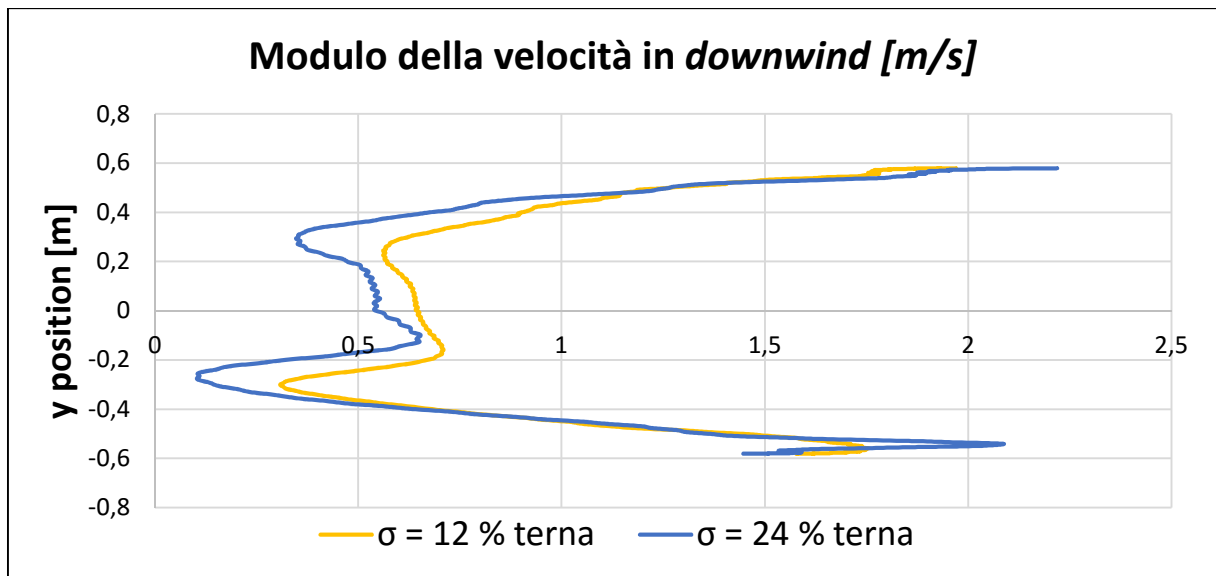


fig. 3.28 campo di moto lungo l'interfaccia del rotore centrale della terna per due valori di solidità

Riassumendo, in termini di K_i , la situazione per le tre solidità è la seguente:

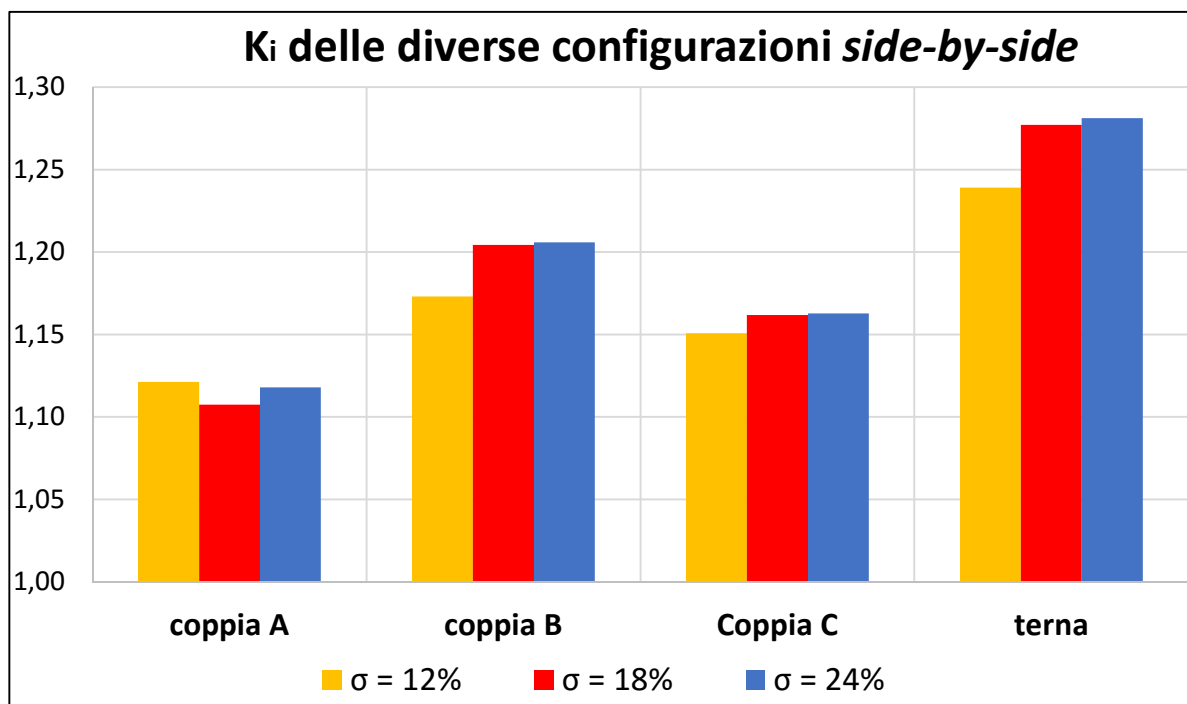


fig. 3.28 Riepilogo dei K_i ottenuti con turbine allineate

I risultati migliori si ottengono per la disposizione in terna, che ha un K_i superiore di 7 punti percentuali rispetto al K_i massimo della disposizione in coppia. Si nota inoltre una proporzionalità fra il K_i e la solidità, eccettuato il caso della configurazione A.

Possiamo concludere che se le turbine sono allineate *side-by-side*, esistono due meccanismi fisici responsabili delle migliori prestazioni di coppie VATT:

- (1) soppressione della velocità trasversale nel percorso *upwind*, che rende la direzione del flusso incidente sulla pala più favorevole per generare portanza e coppia;
- (2) contrazione della scia nel percorso *downwind* con conseguente aumento del modulo della velocità nella scia, compresa la zona percorsa dalla pala durante la fase *downwind*.

3.4 Effetto del TSR

Prima di discutere gli effetti di TSR sulla coppia di turbine, analizziamo brevemente il caso della turbina isolata. Come si può vedere dai campi di velocità illustrati nella seguente figura, un aumento TSR porta ad una riduzione della permeabilità della turbina, rendendo il rotore sempre più simile ad un corpo tozzo (come rivelato dall'accorciamento della scia e dall'aumento della sua instabilità a valle).

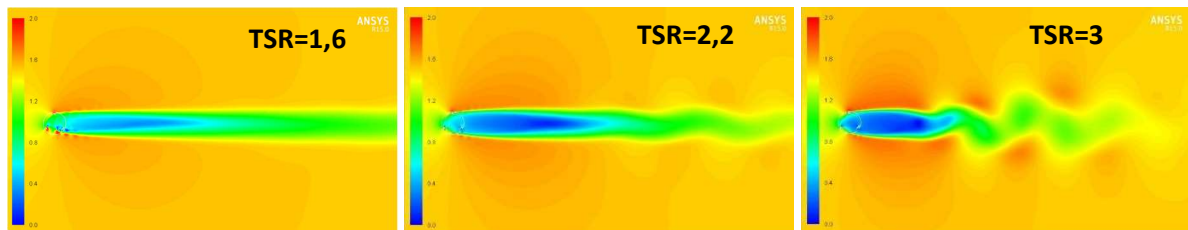


fig. 3.29 effetto del TSR sul campo di moto intorno alla turbina

La riduzione di permeabilità coinvolge principalmente due effetti osservati in *upwind* per le due componenti di velocità, come è possibile osservare nelle figure 3.30-3.31:

la riduzione della portata attraverso la turbina (velocità longitudinale decrescente col TSR) e un aumento della la portata ai lati della turbina (vedi l'aumento della componente x e, soprattutto, della componente y della velocità).

Questi effetti si ripercuotono sulla coppia prodotta nel seguente modo (cfr. fig. 3.32): il primo fenomeno è responsabile di un decremento della coppia prodotta in *downwind*, mentre il secondo effetto è responsabile di un ritardo nella produzione di coppia durante il percorso *upwind*.

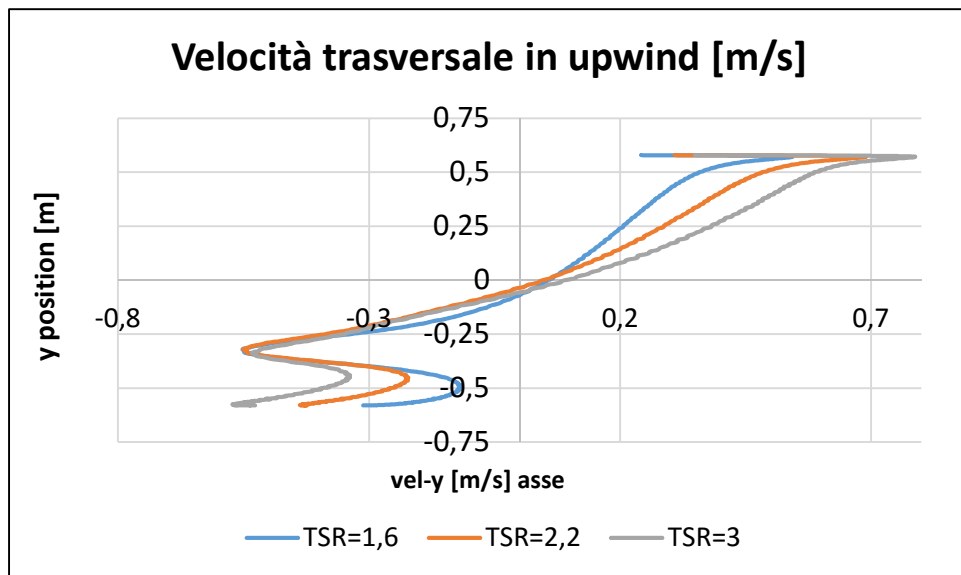
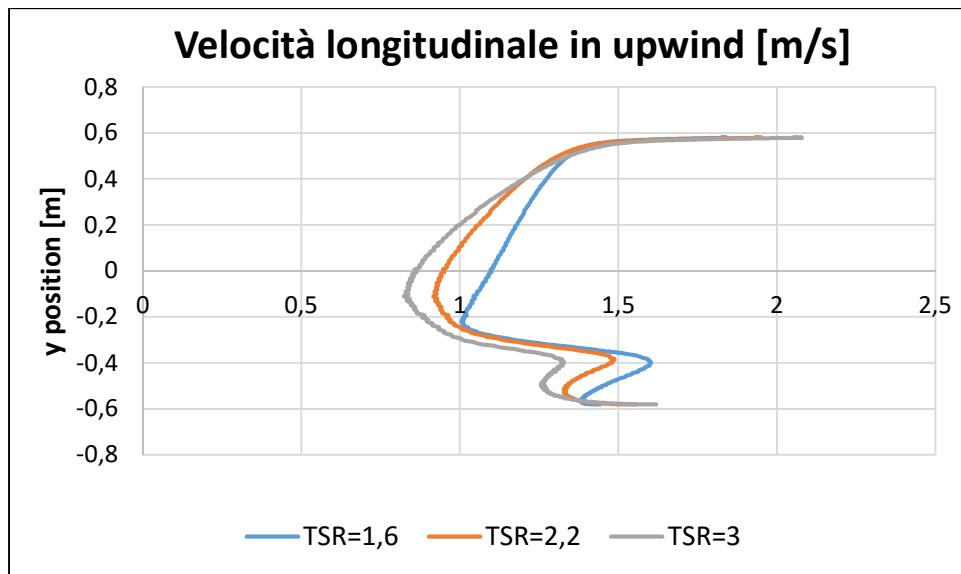


fig. 3.30-3.31 campo di moto all'interfaccia della turbina singola al variare del TSR

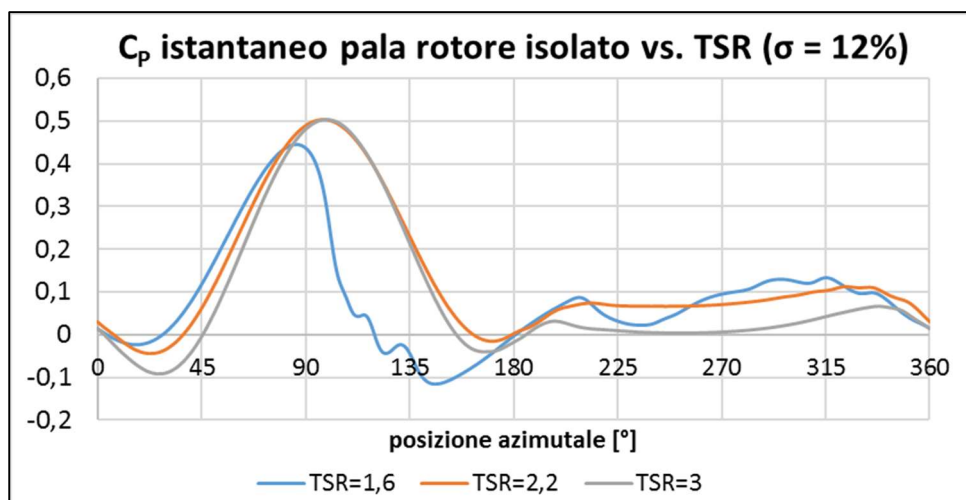


fig. 3.32 C_p istantaneo della pala al variare del TSR

Passiamo ora all'analisi degli effetti del TSR su una coppia di turbine. Come abbiamo visto all'inizio del capitolo, il coefficiente K_i cresce col TSR. Prendiamo in esame ad esempio le mappe di velocità di una coppia di tipo B.

Per spiegare fisicamente l'aumento del guadagno di potenza ottenuto (relativamente alla turbina isolata) all'aumentare TSR, si osserva che anche in questo caso, come nel caso della turbina isolata, entra in gioco il fenomeno della diminuzione di permeabilità all'aumentare del TSR. Questo può essere visto dalle seguenti figure 3.33;3.34;3.35 in cui riportiamo, al variare del TSR, i campi di velocità risultanti del rotore posto a sud della configurazione (che ruota in senso antiorario come la turbina isolata). Possiamo vedere che un aumento del TSR accentua i tre principali effetti sulle interazioni tra le due turbine. In primo luogo, all'aumentare del TSR la permeabilità diminuisce rispetto al caso della turbina isolata (come si può vedere dalla diminuzione della componente x della velocità *upwind*). In secondo luogo, dopo la riduzione di permeabilità, si verificano portate maggiori ai lati esterni della configurazione (maggiori velocità longitudinale e, soprattutto, trasversale). Valori più elevati della componente trasversale della velocità ai lati esterni (rispetto alla turbina isolata) ritardano la produzione di coppia all'inizio del percorso *upwind* (il che significa che la produzione di coppia inizia più tardi all'aumentare TSR). In terzo luogo, osserviamo una certa riduzione della componente y della velocità nella ai lati interni della configurazione all'aumentare TSR, con una conseguente estensione della produzione di coppia durante la fase finale del percorso *downwind*. Quest'ultimo effetto sembra la causa principale per l'aumento del guadagno di potenza relativa causato dal TSR, come verrà descritto in seguito. È interessante osservare che la percentuale del guadagno di potenza ottenuto nel percorso *upwind* aumenta sempre più all'aumentare TSR. Tuttavia, come ben noto dalla teoria disco attuatore, la potenza massima assoluta non si ottiene al massimo TSR poiché un TSR troppo elevato riduce drasticamente la portata che attraversa la turbina, inducendo velocità del flusso troppo basse in *downwind* (come si vede nelle mappe di velocità colorate) e di conseguenza anche coppie minori (come visibile nei seguenti grafici, in cui abbiamo clusterizzato le curve dei C_p della pala). Dunque esisterà un compromesso nel valore del TSR per massimizzare il C_p . Tuttavia, come si può vedere dalle figure ##, il K_i , sia in *downwind* che in *upwind*, cresce col TSR.

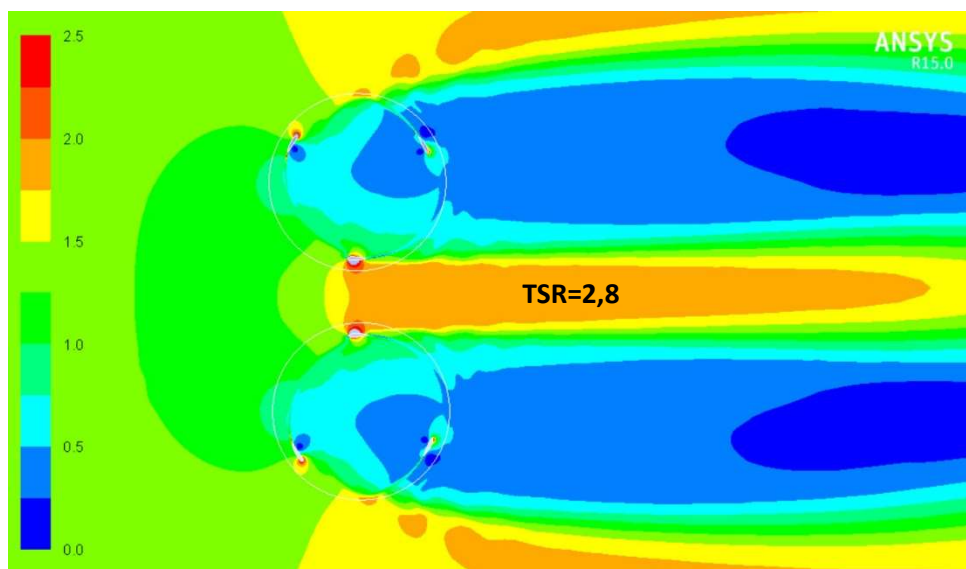
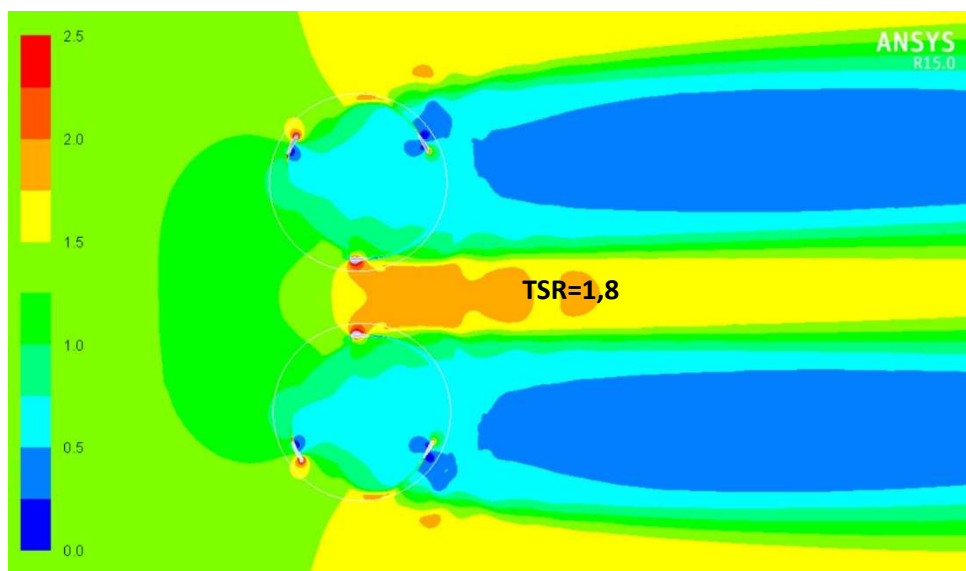
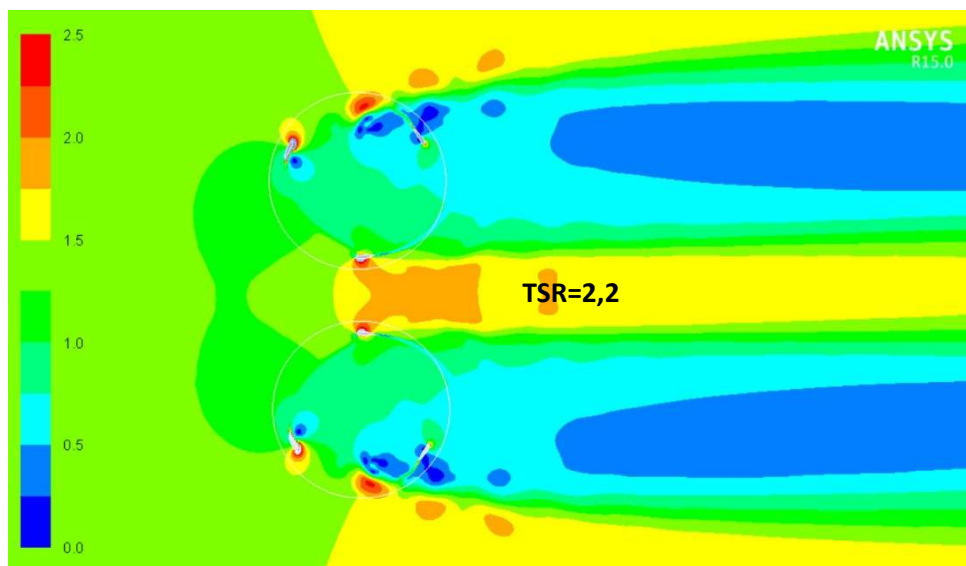


fig. 3.33-3.34-3.35 Campo di moto intorno alle turbine al variare del TSR

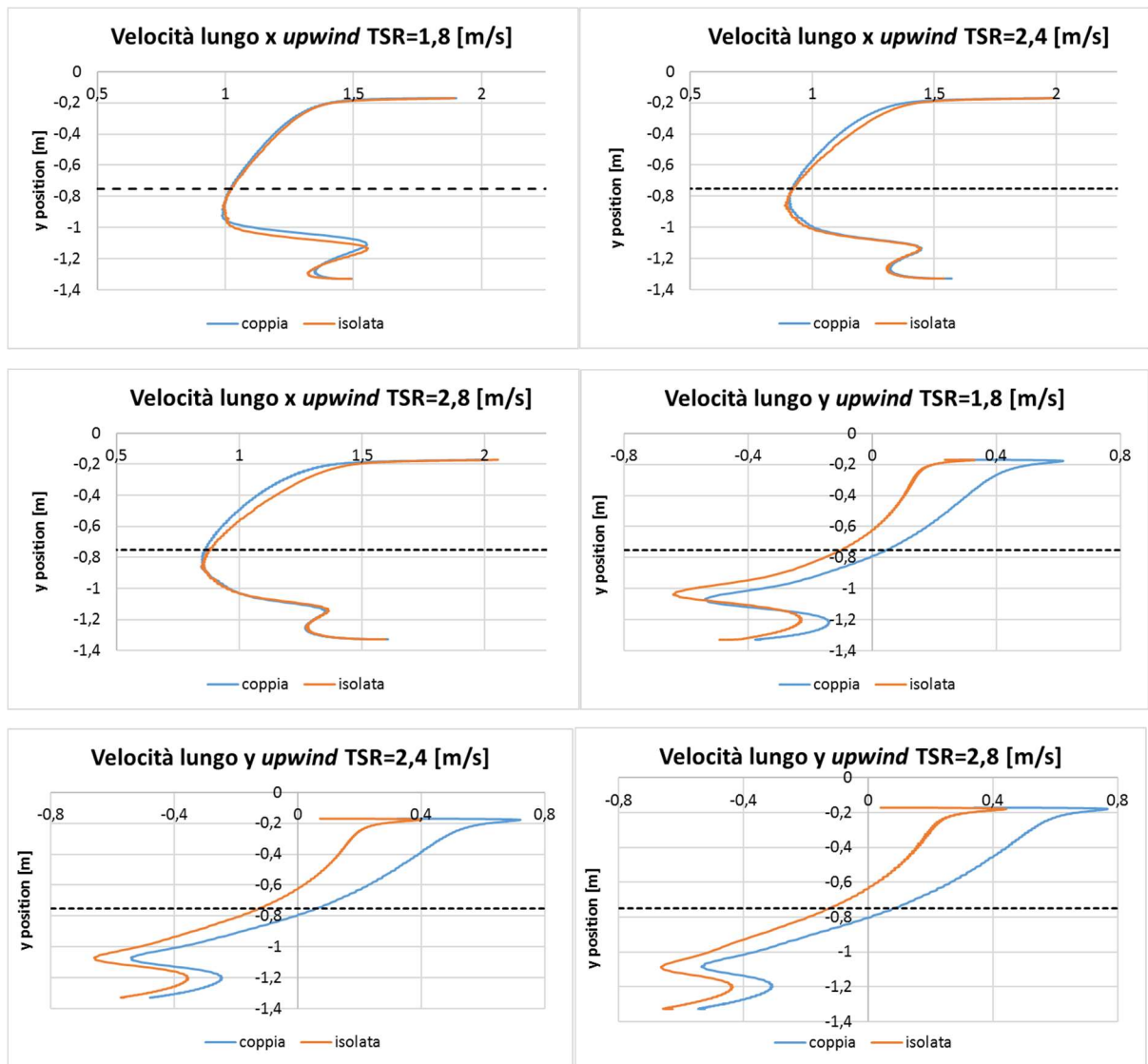


fig. 3.36 campo di moto della turbina isolata ed in coppia al variare del TSR lungo l'interfaccia

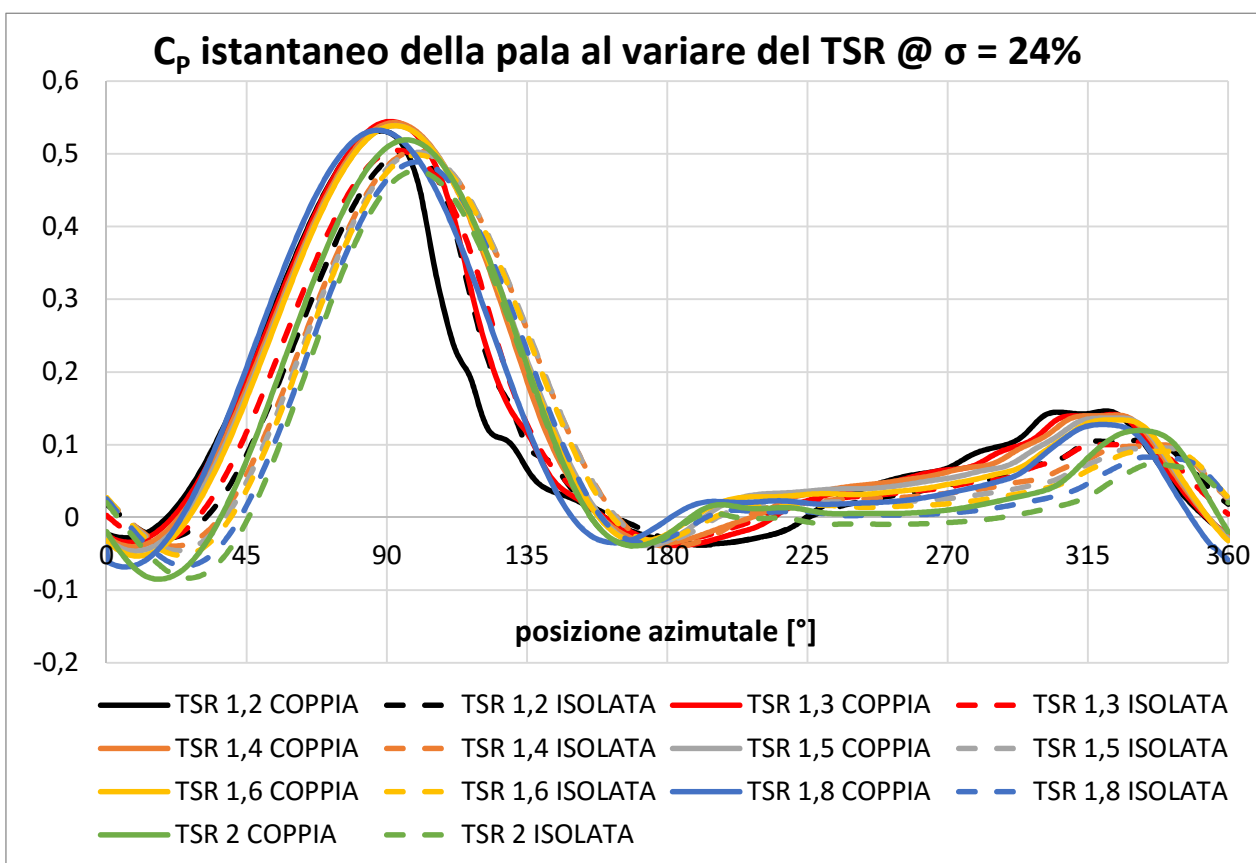
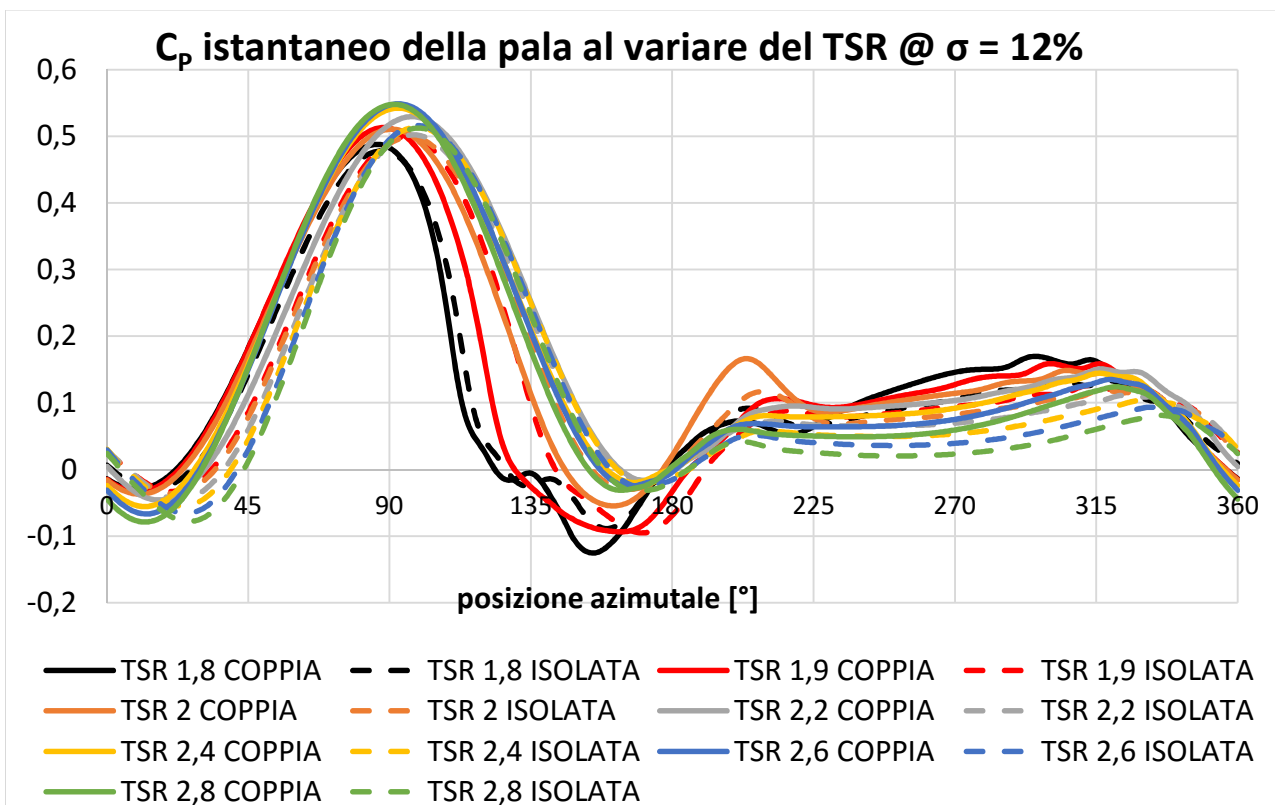


fig. 3.37-3.38 C_p istantaneo della pala al variare del TSR per due valori di solidità

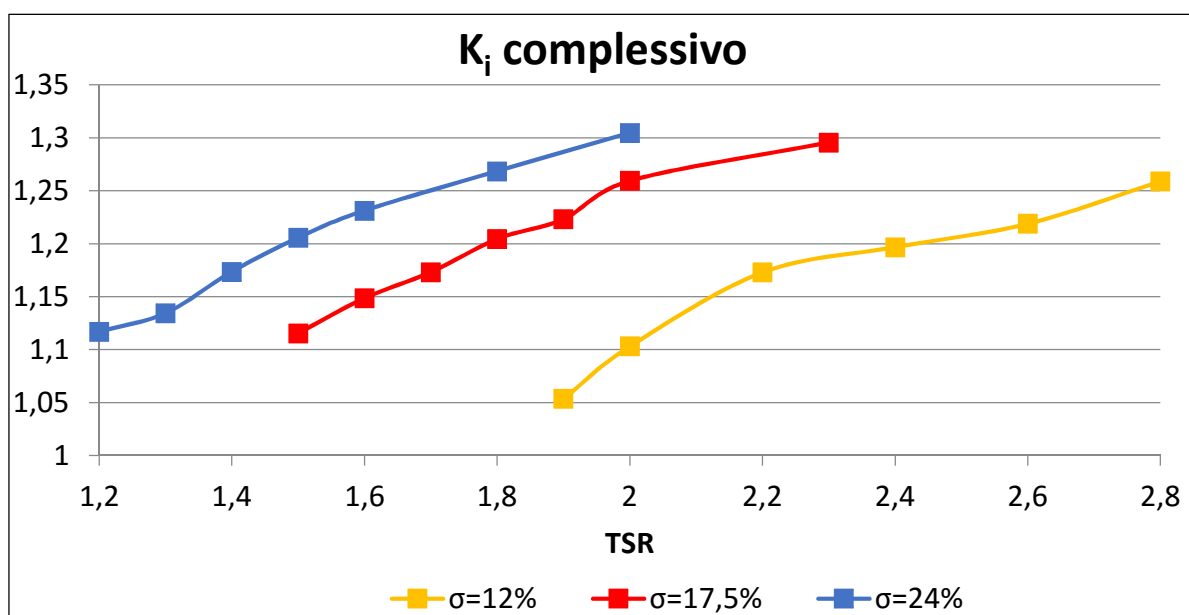
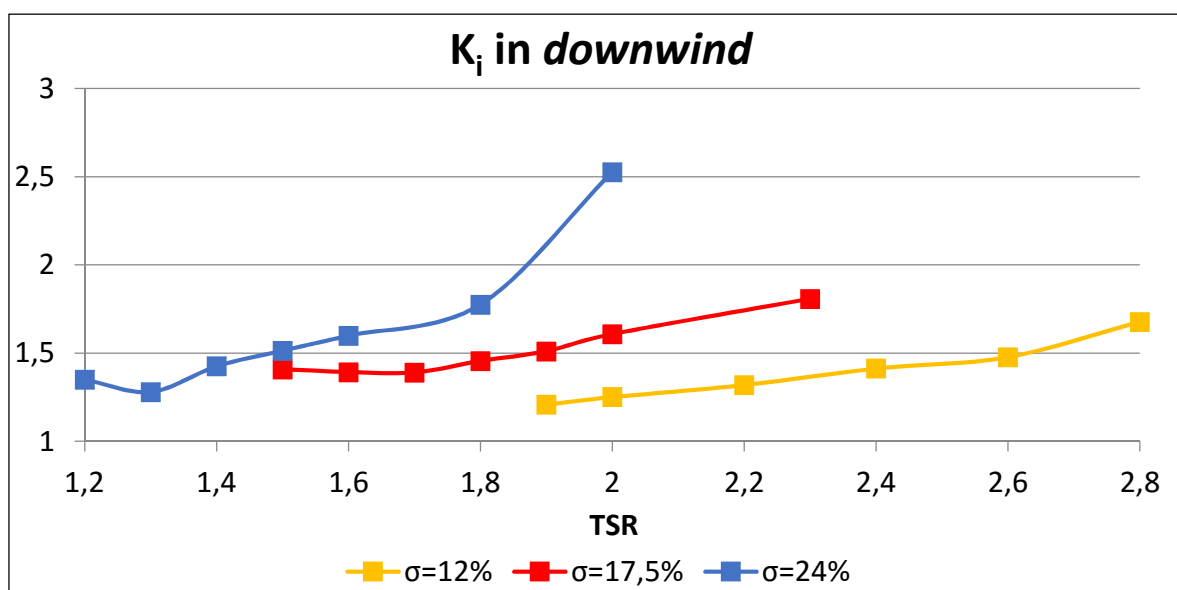
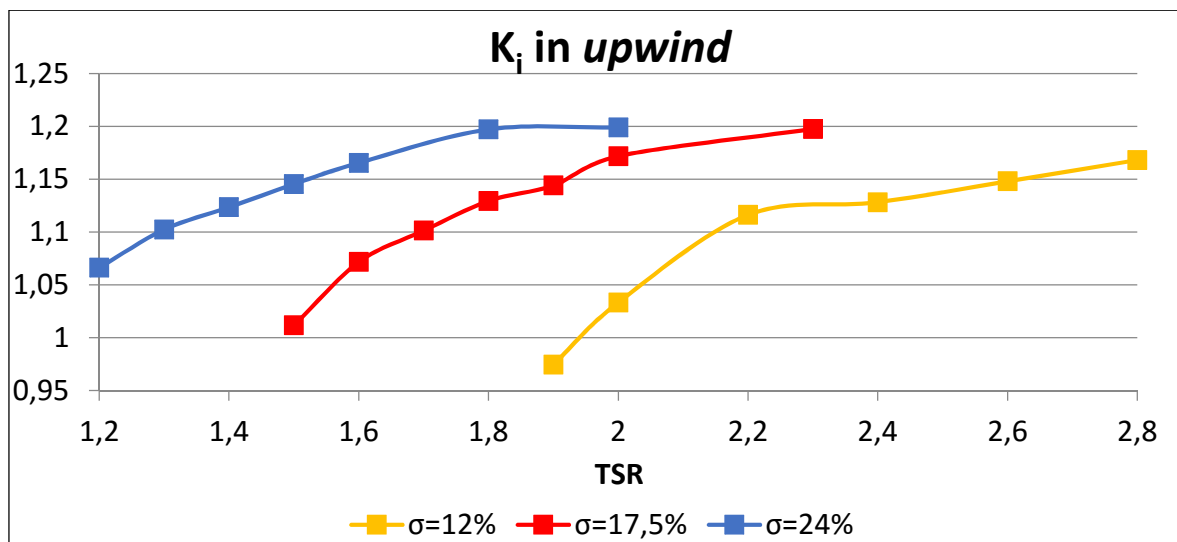


fig. 3.39-3.40-3.41 K_i in upwind, downwind e complessivo in funzione del TSR

3.5 Disposizione sfalsata delle turbine

In questo paragrafo analizzeremo la configurazione con due turbine disposte in modo sfalsato, prendendo una distanza Δx e Δy tra gli assi pari a $1,5 D$. Nelle figure 3.42-3.44 mostriamo i risultati ottenuti, in termini di C_p istantaneo della pala ed in termini di velocità lungo l'interfaccia tra dominio fisso e rotante.

In particolare notiamo che il C_p della turbina a valle, per tutte le configurazioni, ottiene un notevole incremento, mentre quello della turbina a monte subisce un sensibile decremento. Stavolta i fenomeni fluidodinamici coinvolti sono diversi rispetto a quelli del caso di rotori *side-by-side*. Il meccanismo fisico dominante è l'effetto del bloccaggio della turbina a monte. In particolare, l'elevata portata che transita ai lati della turbina a monte contribuisce al picco di C_p della turbina a valle che è notevolmente superiore a quello della turbina isolata (non si ottiene, in questo caso, un'estensione dell'intervallo di angoli azimutali in cui la turbina produce coppia, come registrato per la disposizione *side-by-side*).

Inoltre, la maggior parte del guadagno di potenza, rispetto alla turbina isolata, è generato nel percorso *upwind*. Il motivo di quanto sopra detto può essere compreso osservando le mappe di velocità diagrammate lungo l'interfaccia del dominio rotante (figg. 3.45-3.46-3.47).

La componente longitudinale della velocità in *upwind* conferma la portata molto maggiore che arriva alla turbina a valle, rispetto al caso di turbina isolata, mentre non si registrano apprezzabili variazioni rispetto al rotore isolato, della componente trasversale.

L'analisi del modulo della velocità in *downwind*, invece, mostra che nella turbina a valle non si ha contrazione della scia, come rivelato dalla quasi perfetta sovrapposizione con i profili della turbina isolata.

La scia della turbina a monte, invece subisce un'accelerazione e dunque una contrazione della scia.

I risultati suggeriscono che sia la soppressione della componente trasversale della velocità che la contrazione della scia risultano benefici quando le turbine sono allineate *side-by-side*.

Riassumendo, la turbina a valle impedisce il completo sviluppo della scia, riducendo la portata che attraversa la turbina a monte, come si può vedere dai relativi valori di velocità longitudinale *upwind*.

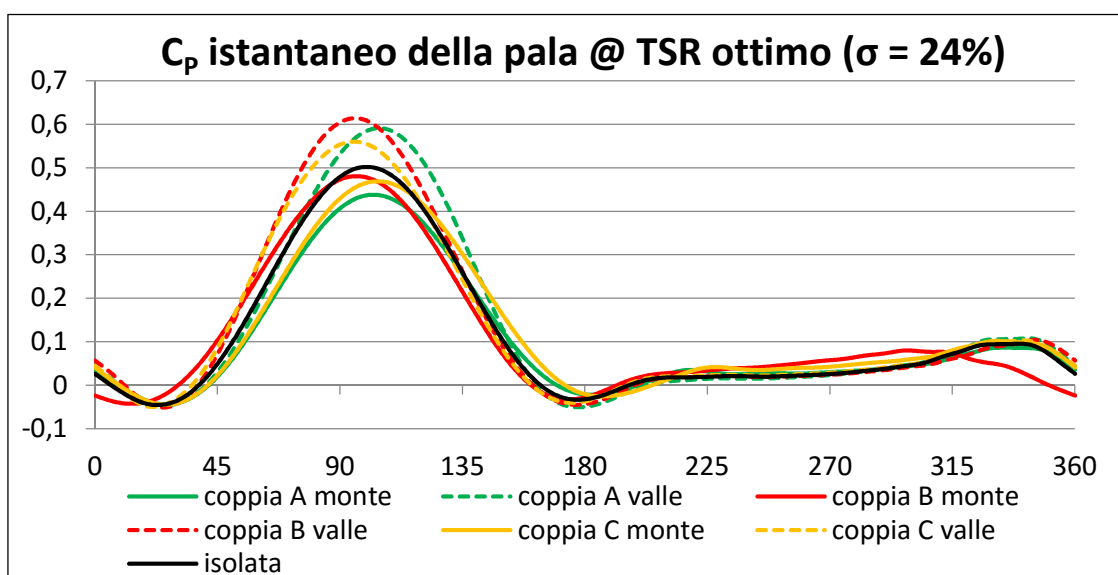
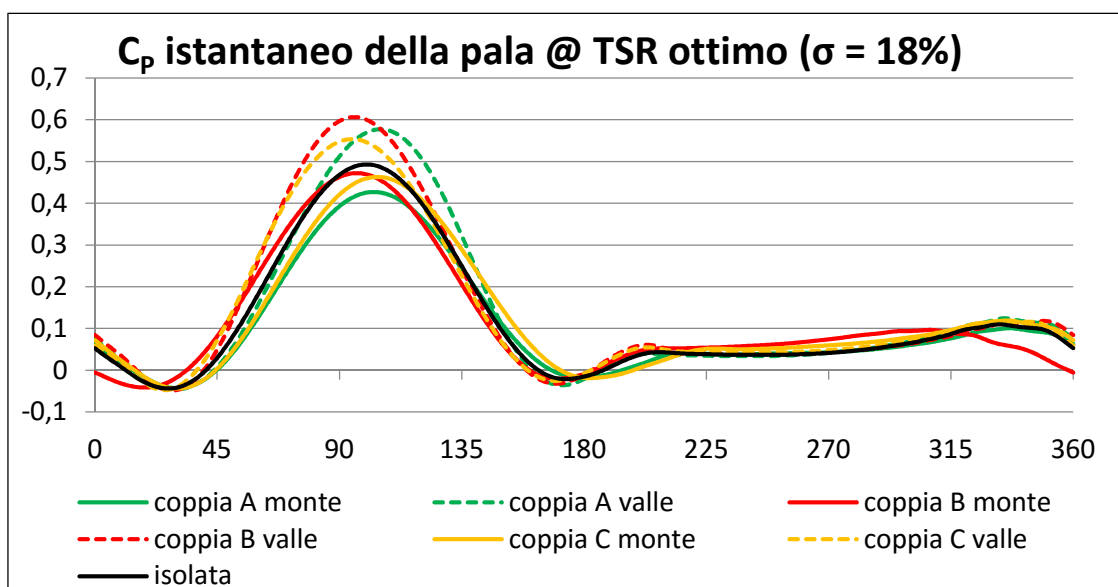
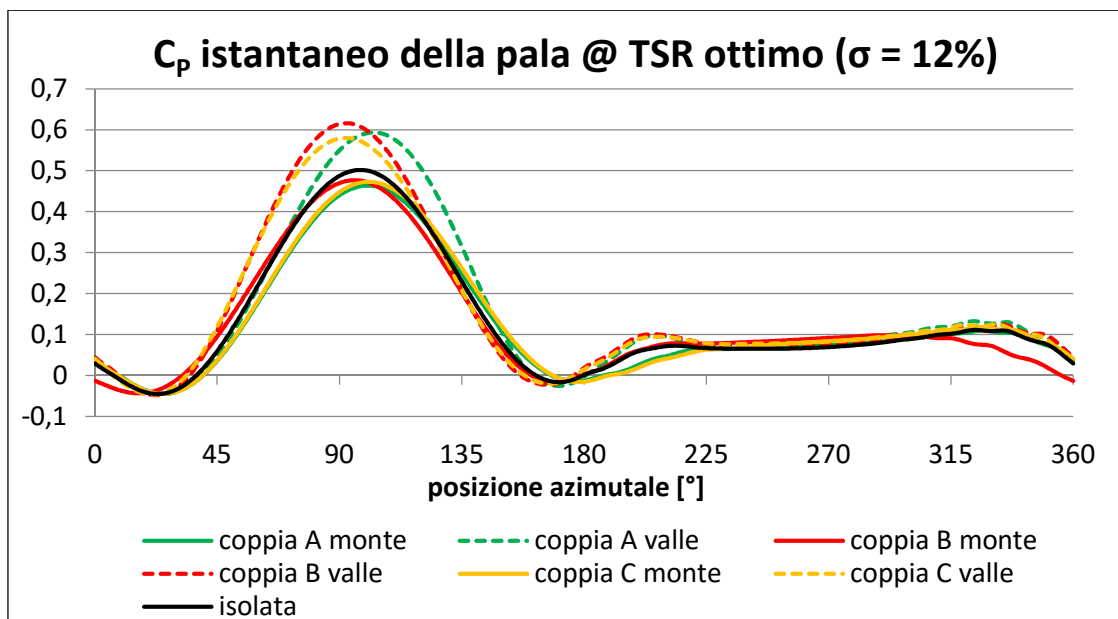


fig. 3.42-3.43-3.44 C_p istantaneo della pala per configurazioni sfalsate delle turbine

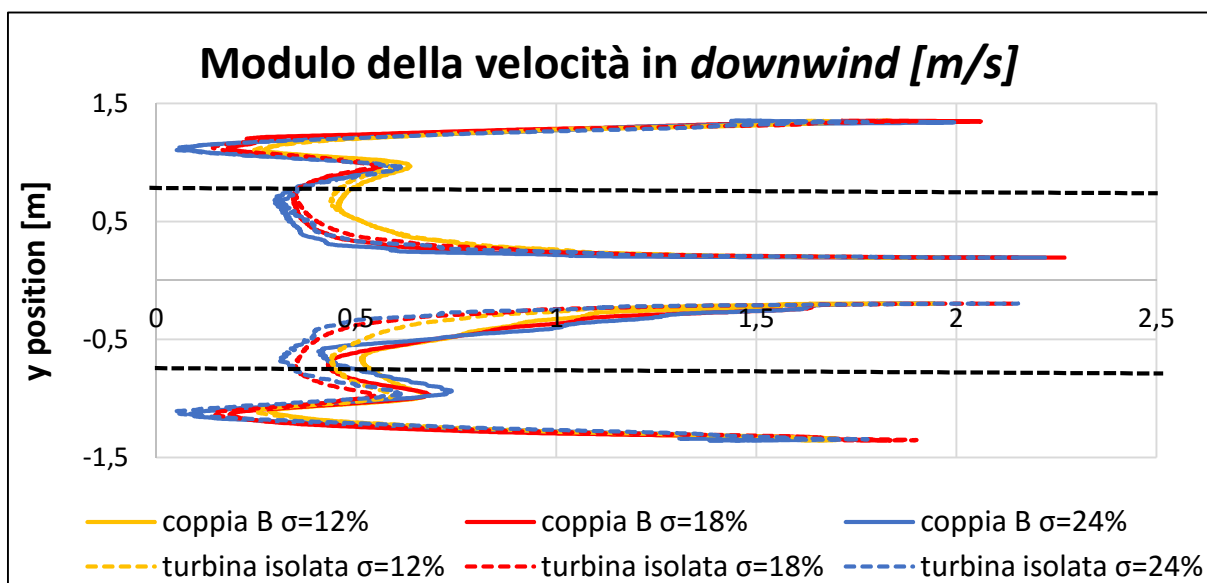
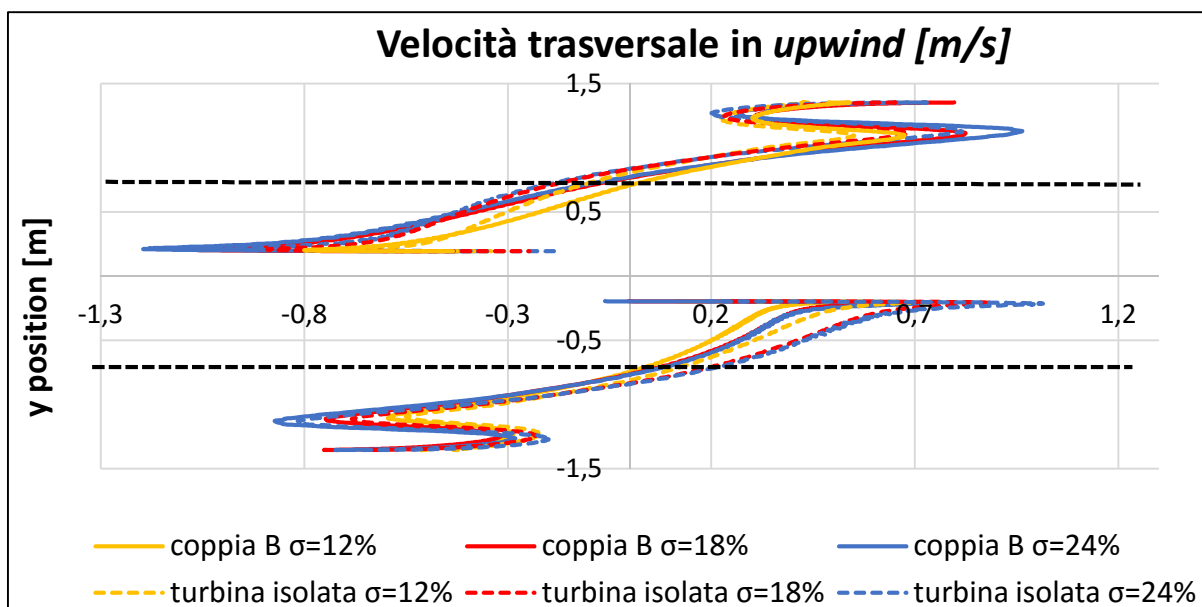
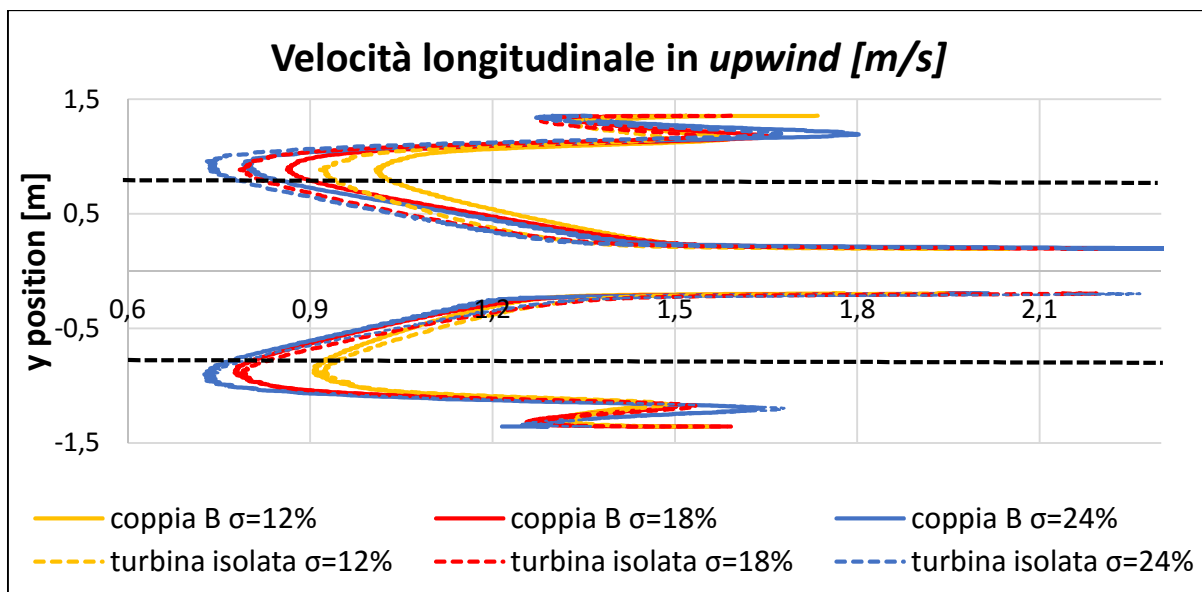


fig. 3.45-3.46-3.47 campo di moto lungo l'interfaccia per turbine sfalsate di tipo B

3.6 Disposizione in terna della *farm*

Come abbiamo illustrato precedentemente, la resa della *farm* composta da tre turbine allineate *side-by-side* supera quella della coppia di turbine. Questo fatto può essere spiegato facilmente, dato che con questa disposizione tutte le turbine sfruttano l'effetto del bloccaggio ed in particolar modo quella centrale, in cui la componente y della velocità in corrispondenza di $\theta=0^\circ$ e $\theta=180^\circ$ risulta ridotta e sfrutta l'energizzazione delle due scie adiacenti (cfr. fig. 3.48). Al diminuire della distanza inoltre l'effetto del bloccaggio viene esaltato, aumentando la resa (quanto detto è valido per angoli di incidenza del flusso ottimali, ovvero per $\varphi=0$ ed in generale per direzioni del flusso poco inclinate).

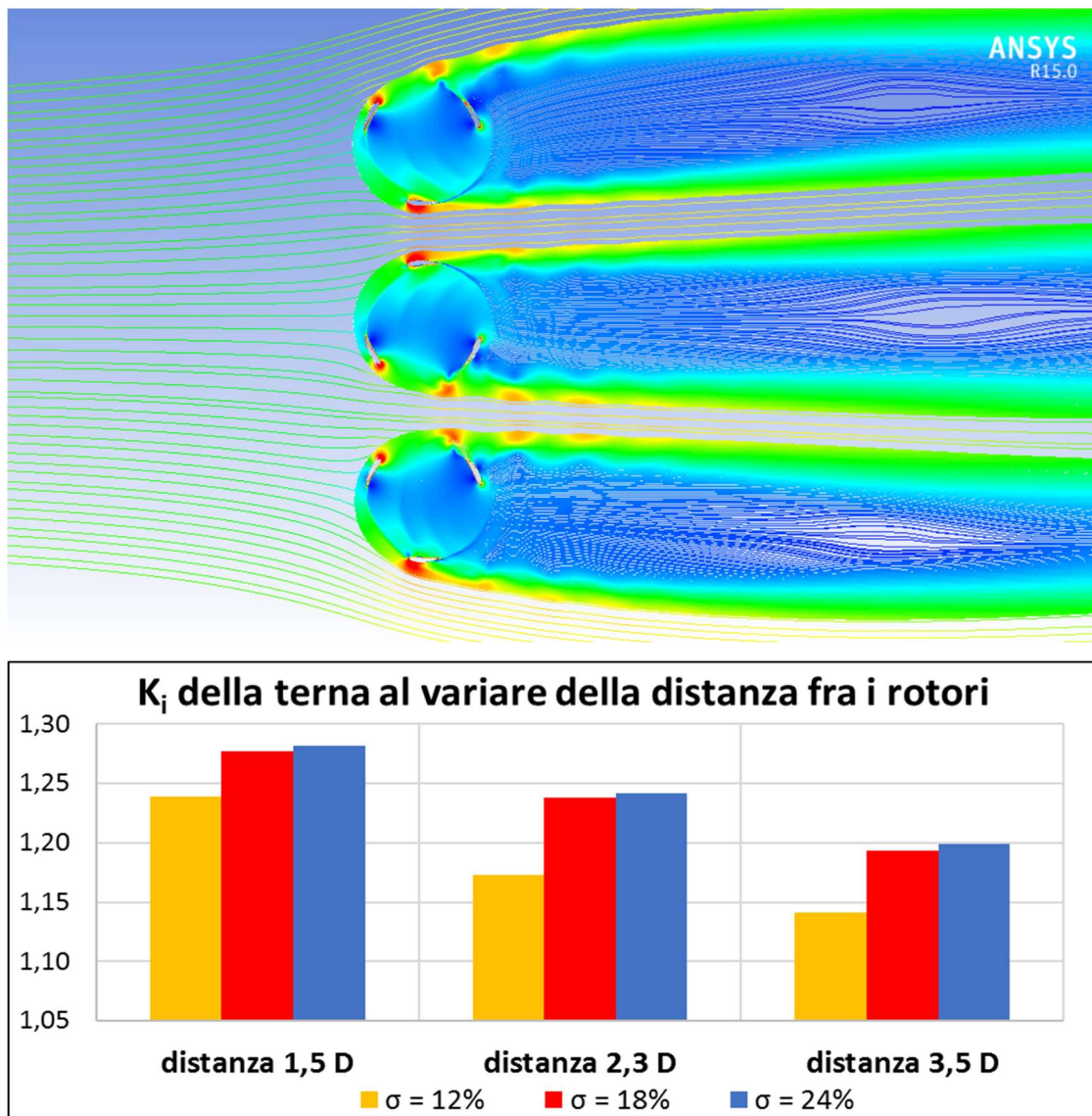


fig. 3.48-3.49 linee di flusso intorno alla terna ($\sigma=0,18$) ed andamento del K_i (TSR opt.) con l'interasse

3.7 Considerazioni finali sulle varie configurazioni della *farm*

Per avere un quadro completo sulle configurazioni della *farm* analizzate riassumiamo nei seguenti grafici l'andamento del campo di moto lungo l'interfaccia del dominio rotante, al variare della disposizione e della solidità (dove 0° significa rotori side-by-side, 40° turbine sfalsate e 320° rappresenta la disposizione a 40° ribaltata rispetto all'asse di simmetria verticale della configurazione).

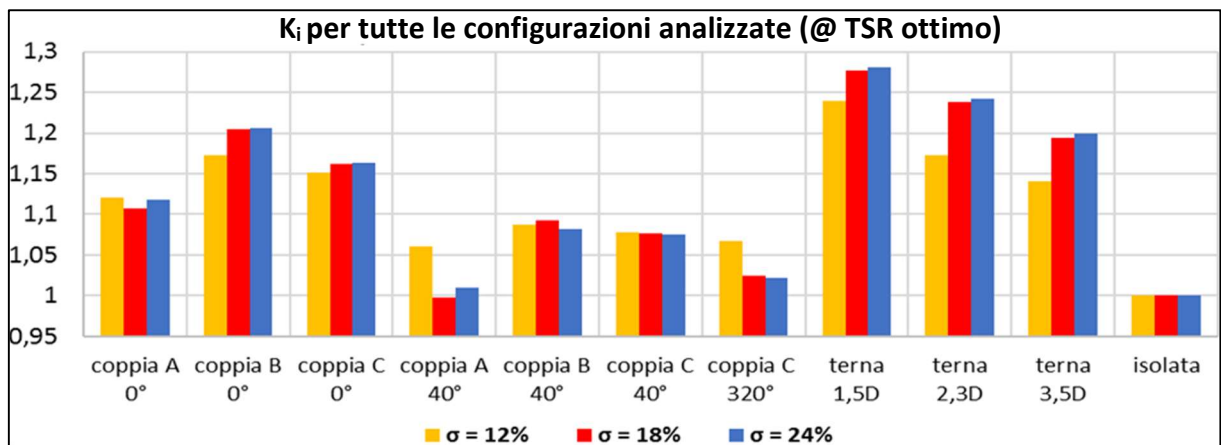


fig. 3.50 Riepilogo finale dei K_i (TSR opt.) di tutte le configurazioni analizzate, al variare della solidità

In termini di K_i i risultati migliori si ottengono per la disposizione in terna, con un incremento che supera i 7 punti percentuali rispetto al guadagno massimo della disposizione in coppia (questo è principalmente dovuto alla turbina centrale, che sfrutta al meglio l'effetto di bloccaggio indotto dai due rotori adiacenti, con notevole energizzazione della scia). Si nota inoltre, nel caso di rotori side-by-side, una proporzionalità fra il K_i e la solidità, eccettuato il caso della configurazione A, caso, quest'ultimo, di difficile interpretazione.

A questo punto facciamo alcune considerazioni per quanto riguarda l'influenza della solidità sulla fisica del problema. L'effetto di un aumento di solidità ricorda quello di un aumento di TSR: si assiste ad una diminuzione di permeabilità della turbina. Questo può essere visto dalla diminuzione in *upwind* della velocità longitudinale, dall'aumento di velocità (sia longitudinale che trasversale) ai lati delle turbine ed infine dai bassi valori della velocità in *downwind*. Infatti, confrontando gli andamenti del C_p azimutale al variare della solidità (a parità di TSR) con quelli al variare del TSR (a parità di solidità), si vede in maniera chiara una certa analogia fra i due andamenti (figg. 3.51-3.52). L'analogia è molto marcata nel percorso

upwind, dove l'aumento della componente verticale della velocità si traduce in un ritardo nella produzione di coppia. Anche in *downwind* l'andamento è molto simile, in particolare, all'inizio di tale percorso, notiamo la presenza di un massimo relativo per la pala a solidità più bassa. Questo deriva dal fatto che, a causa dell'elevata permeabilità della turbina, si registrano velocità più elevate in downwind. Inoltre osserviamo che nel percorso *upwind*, la pala va in stallo. Tale andamento ricalca quello del TSR più basso riportato in fig. 3.52 e sarà sempre più accentuato diminuendo ulteriormente il TSR.

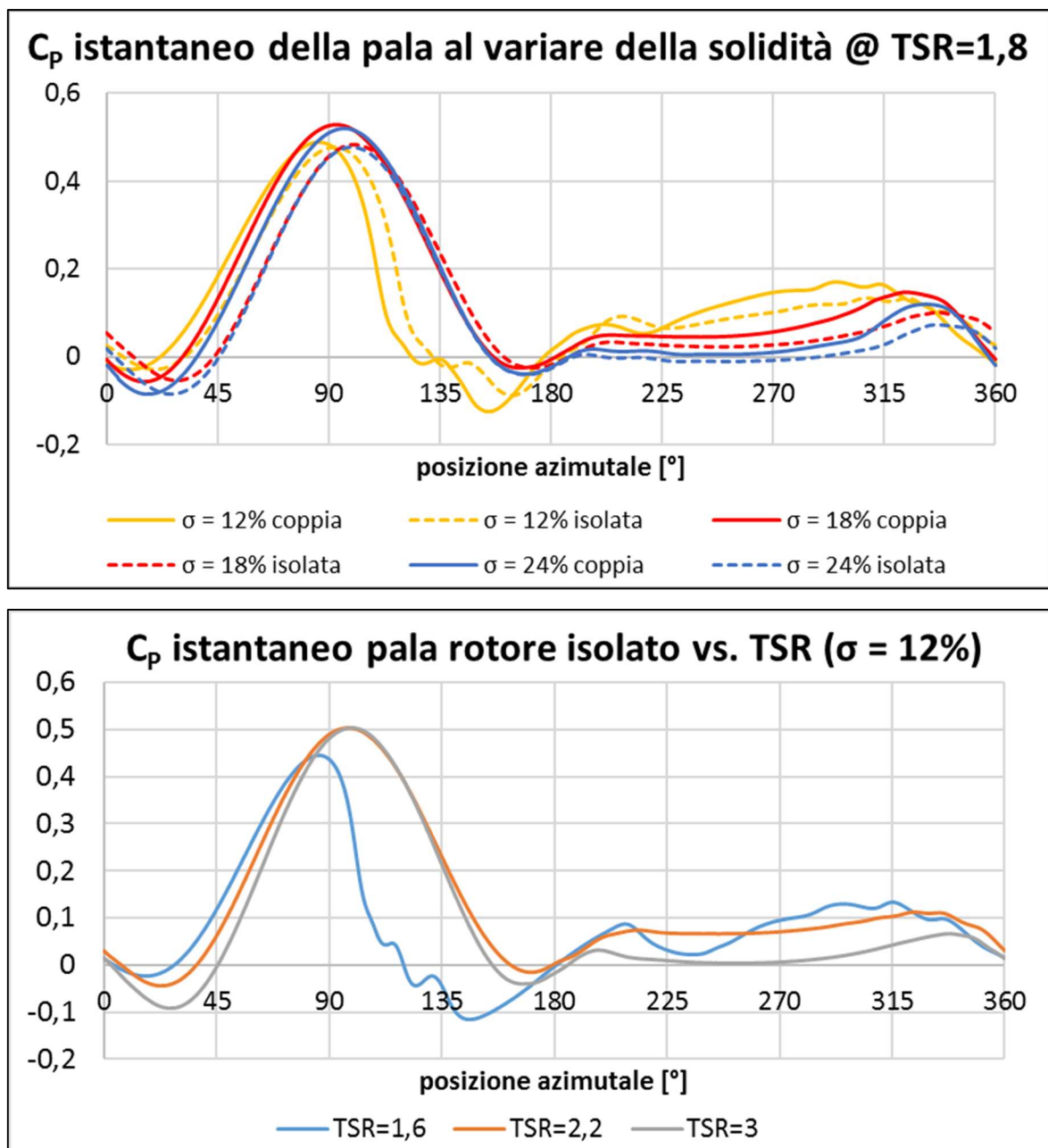


fig. 3.51-3.52 C_p istantaneo della pala al variare del TSR (@ $\sigma = 12\%$) e della solidità (@ TSR ottimo)

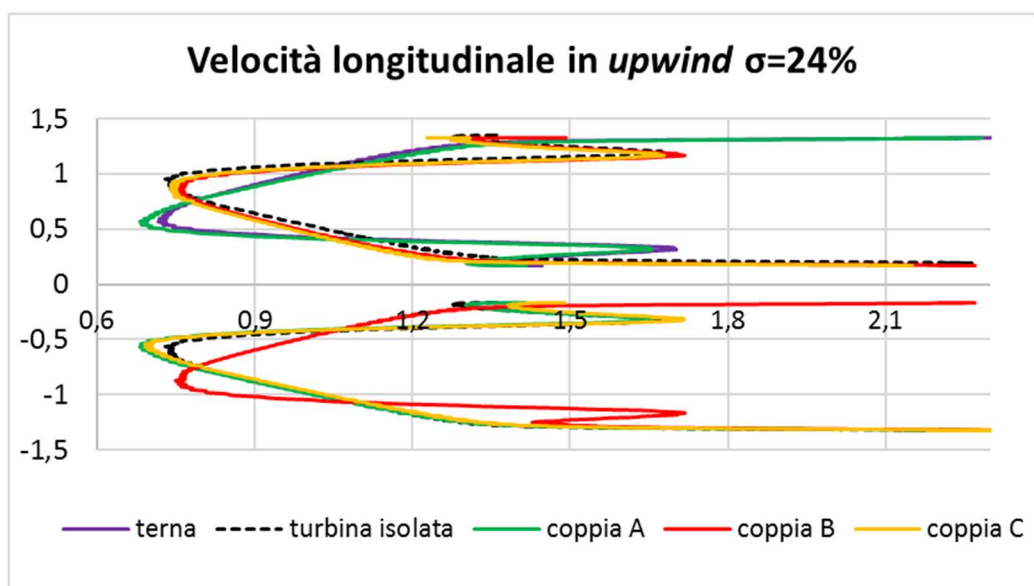
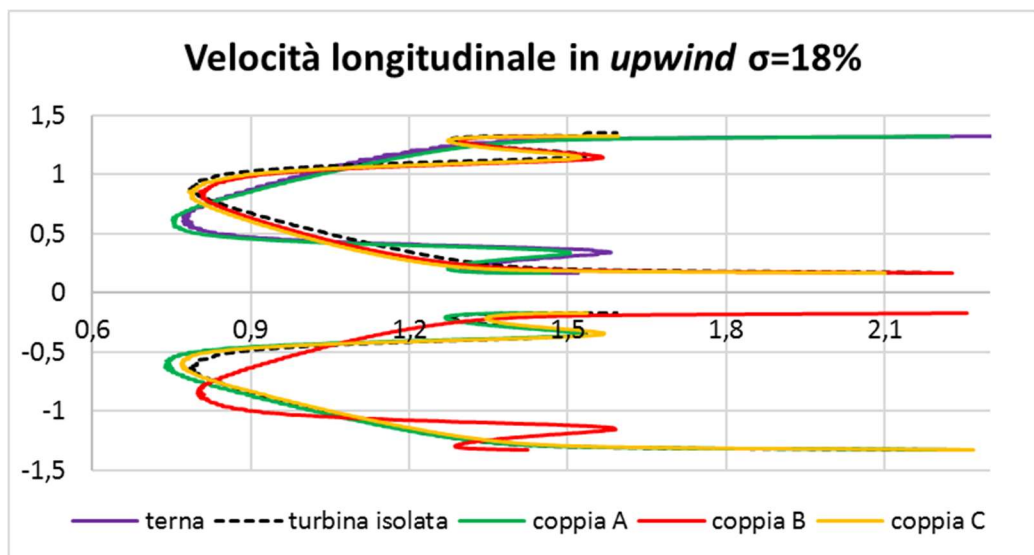
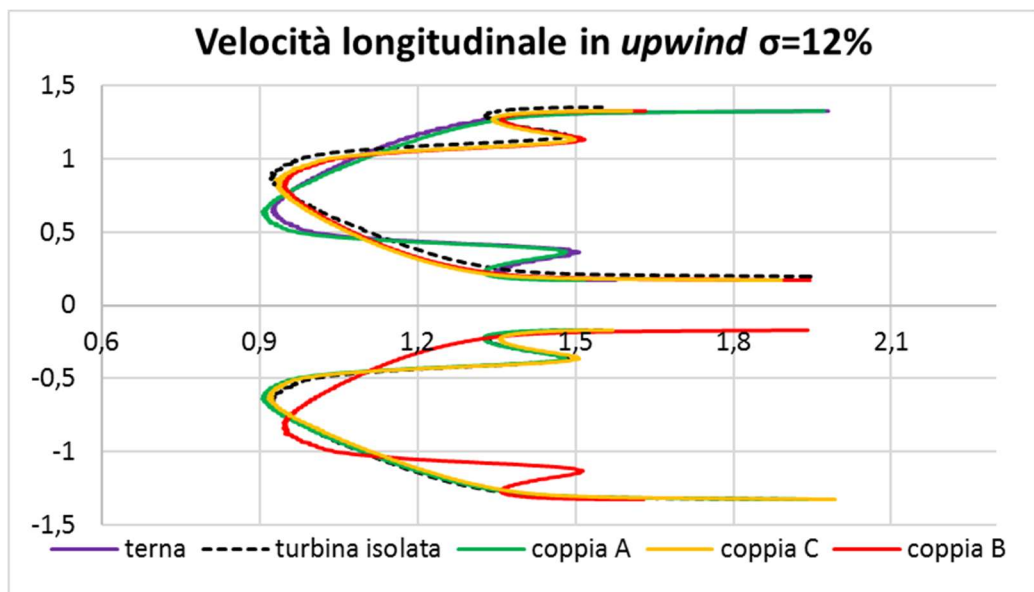
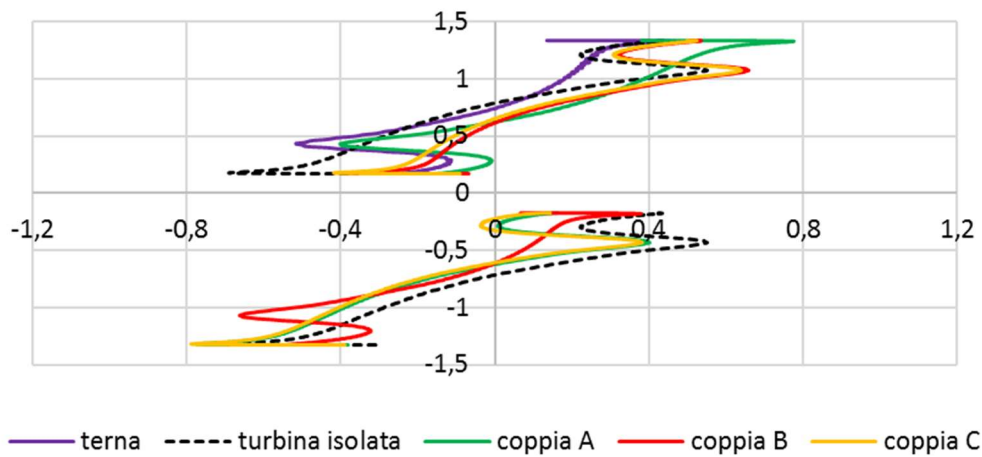
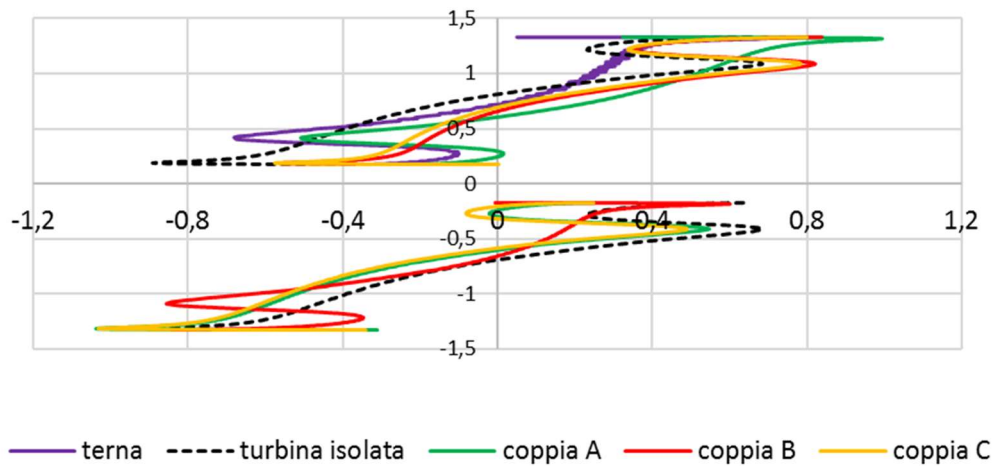


fig. 3.53:3.55 Campo di moto per le diverse disposizioni side-by-side (ascisse in m/s ed ordinate in m)

Velocità trasversale in *upwind* $\sigma=12\%$



Velocità trasversale in *upwind* $\sigma=18\%$



Velocità trasversale in *upwind* $\sigma=24\%$

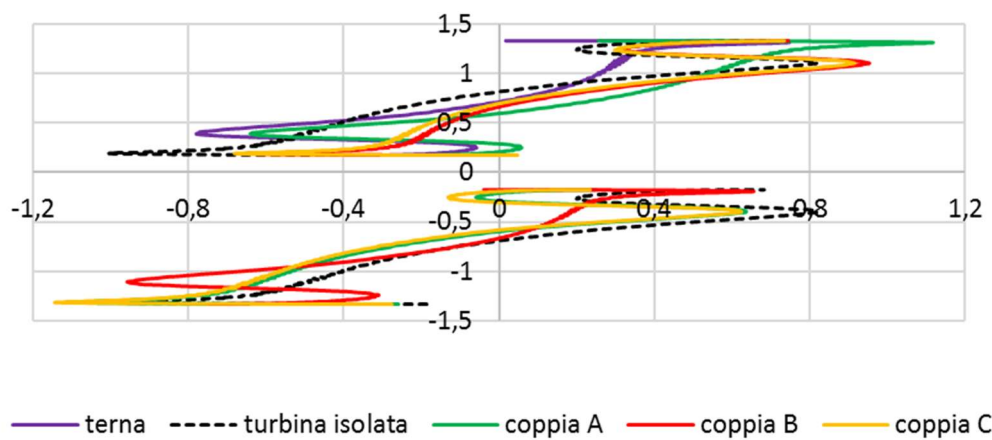


fig. 3.56:3.58 Campo di moto per le diverse disposizioni side-by-side (ascisse in m/s ed ordinate in m)

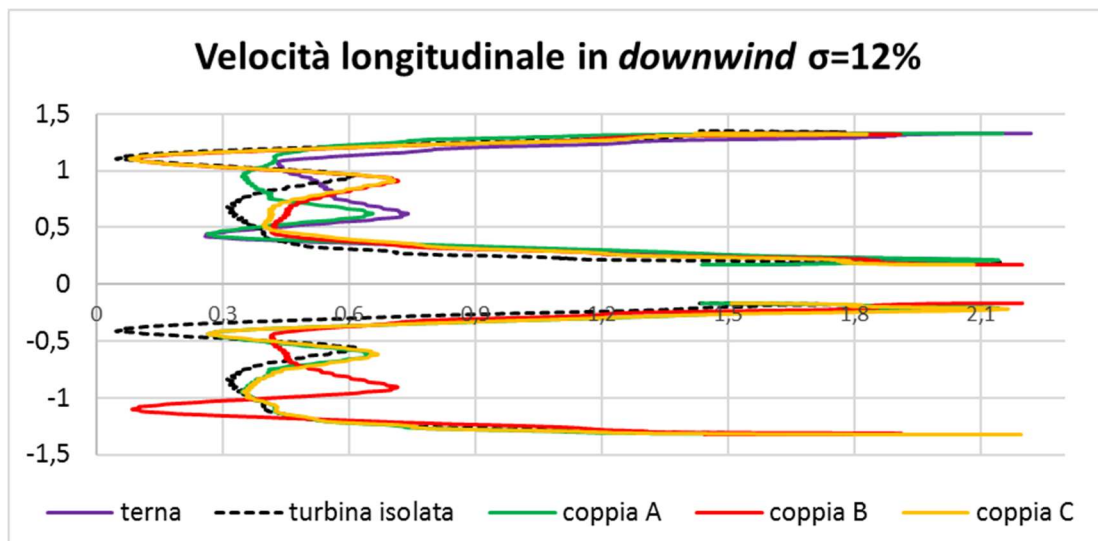
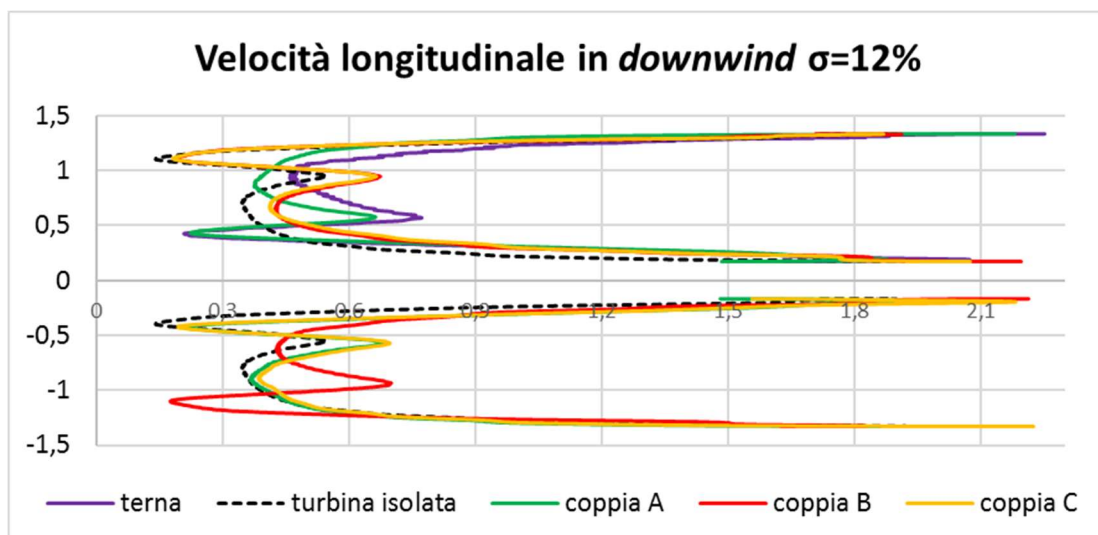
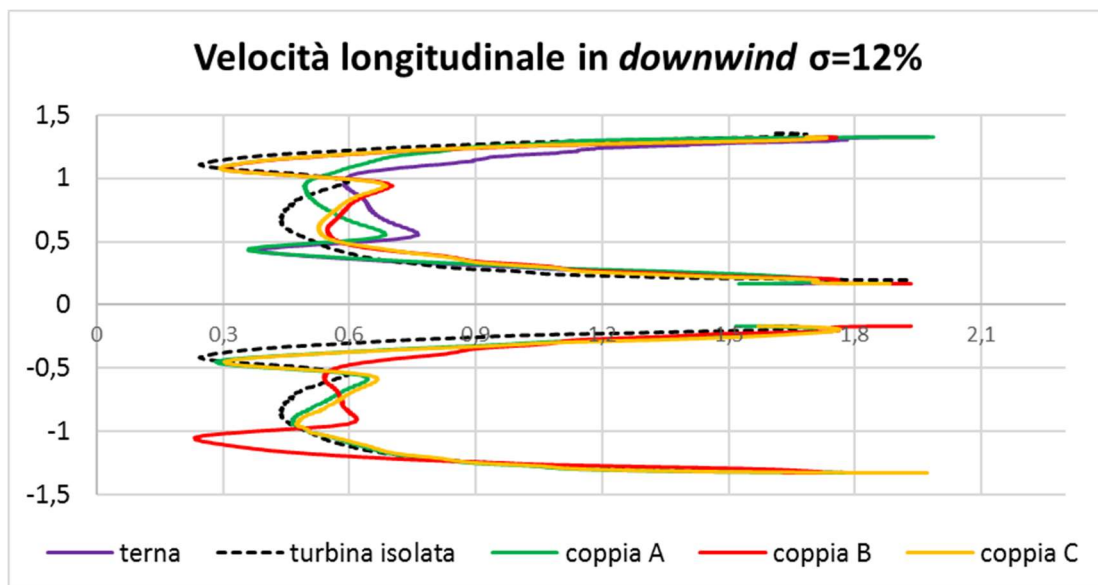


fig. 3.59:3.61 Campo di moto per le diverse disposizioni side-by-side (ascisse in m/s ed ordinate in m)

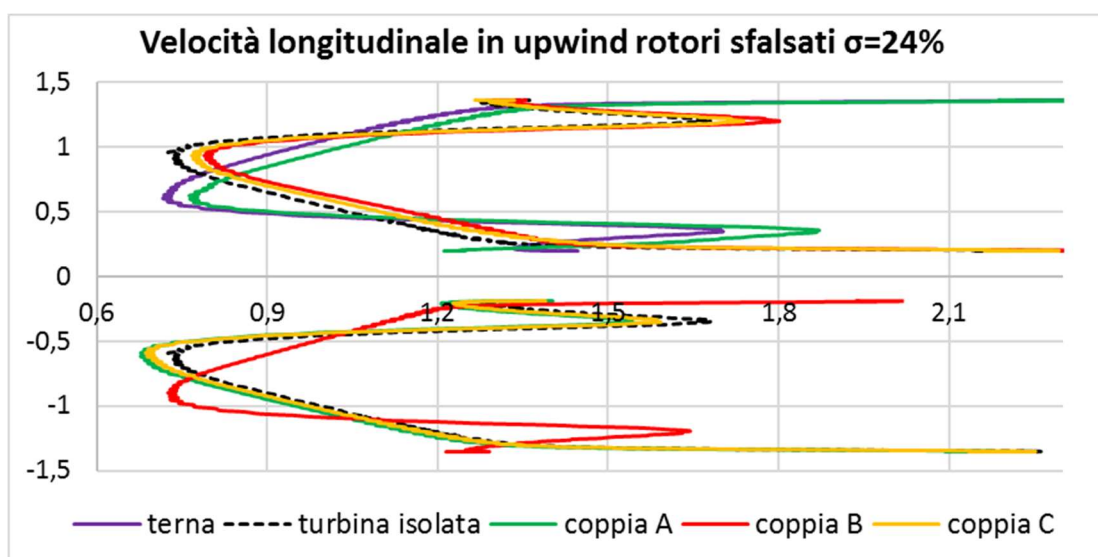
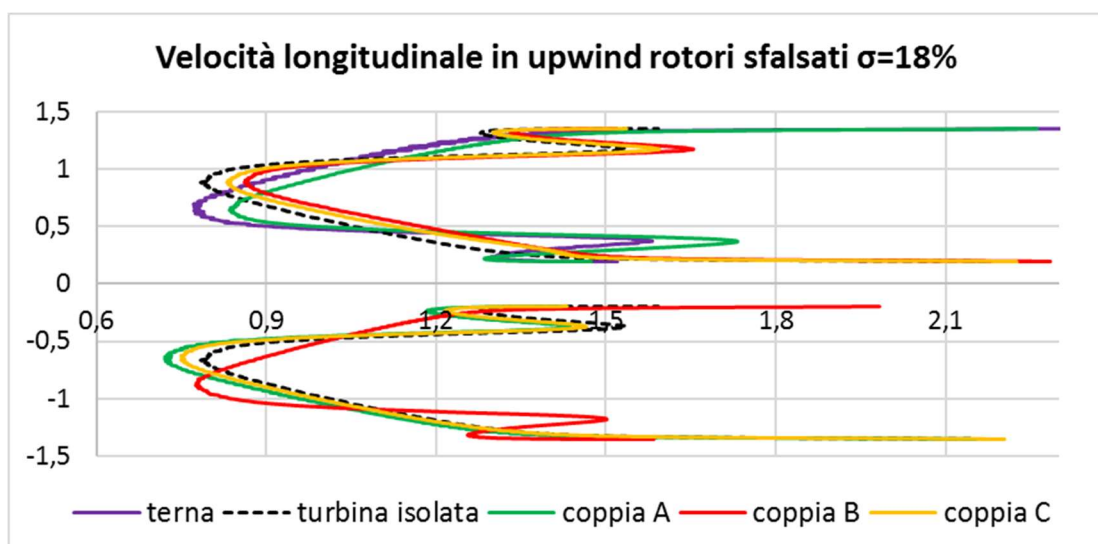
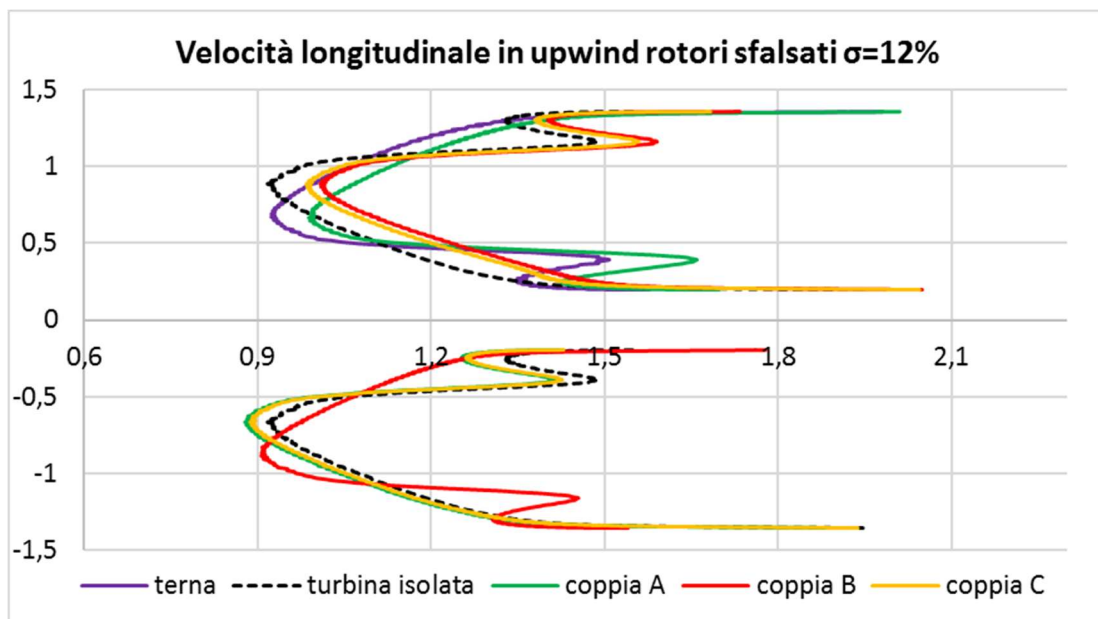


fig. 3.62:3.63 Campo di moto per le diverse disposizioni sfalsati (ascisse in m/s ed ordinate in m)

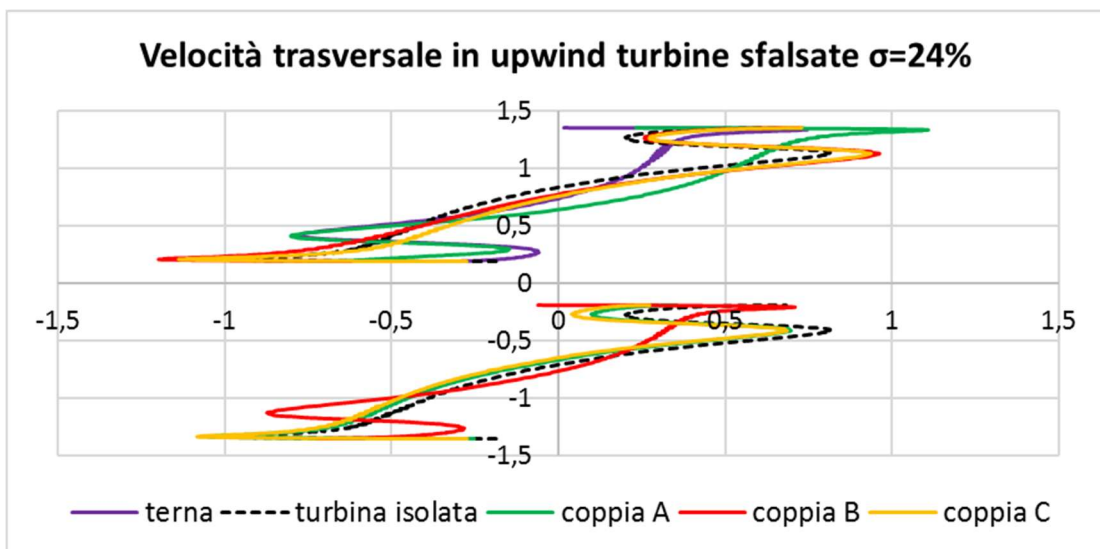
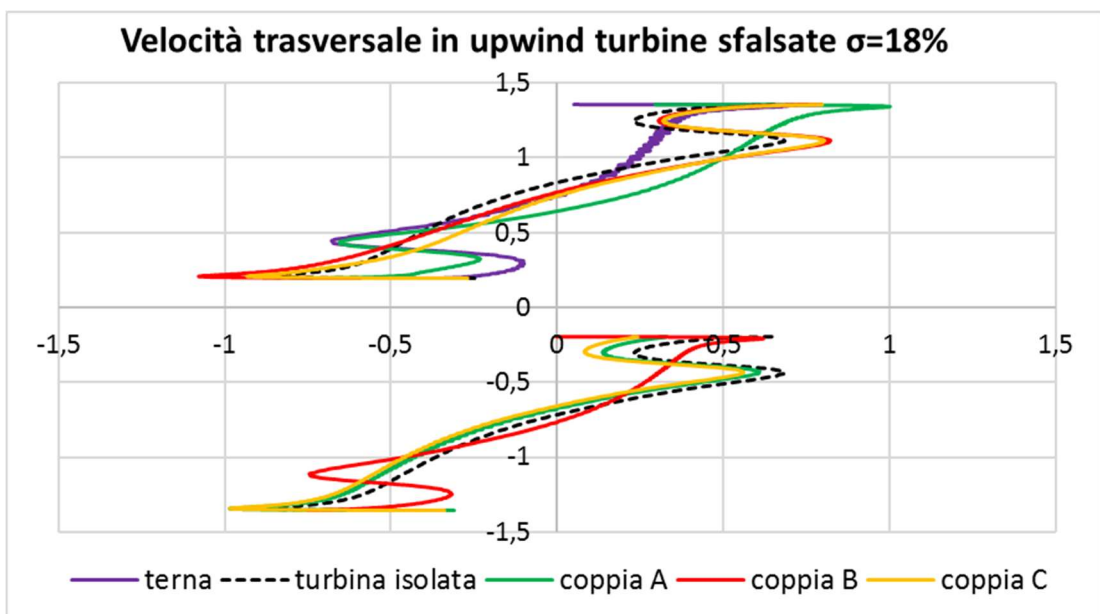
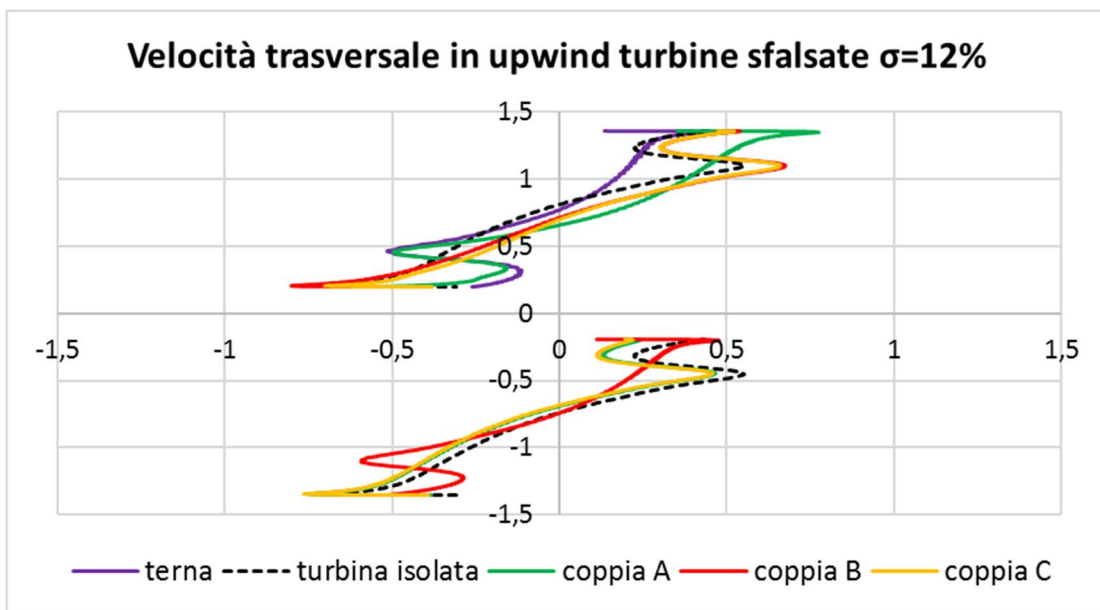


fig. 3.64:3.66 Campo di moto per le diverse disposizioni sfalsate (ascisse in m/s ed ordinate in m)

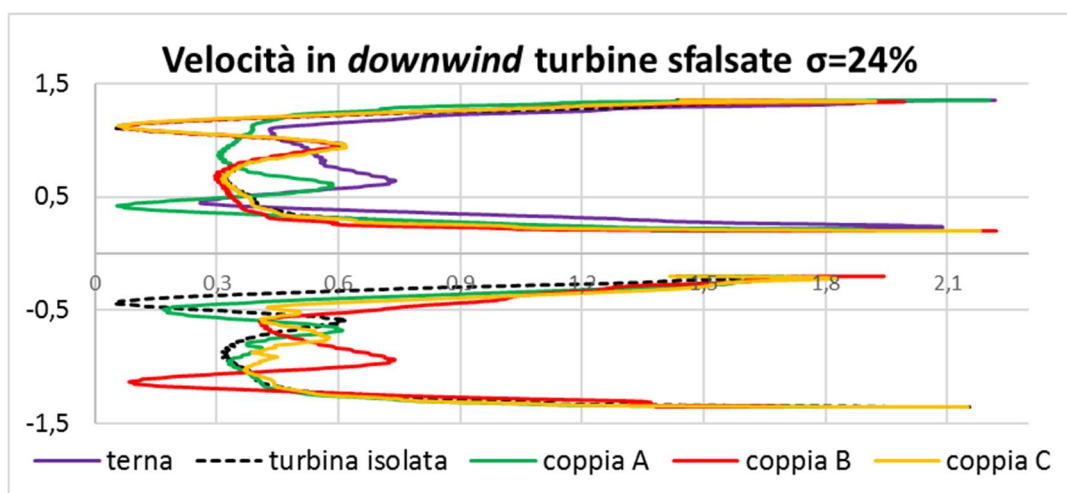
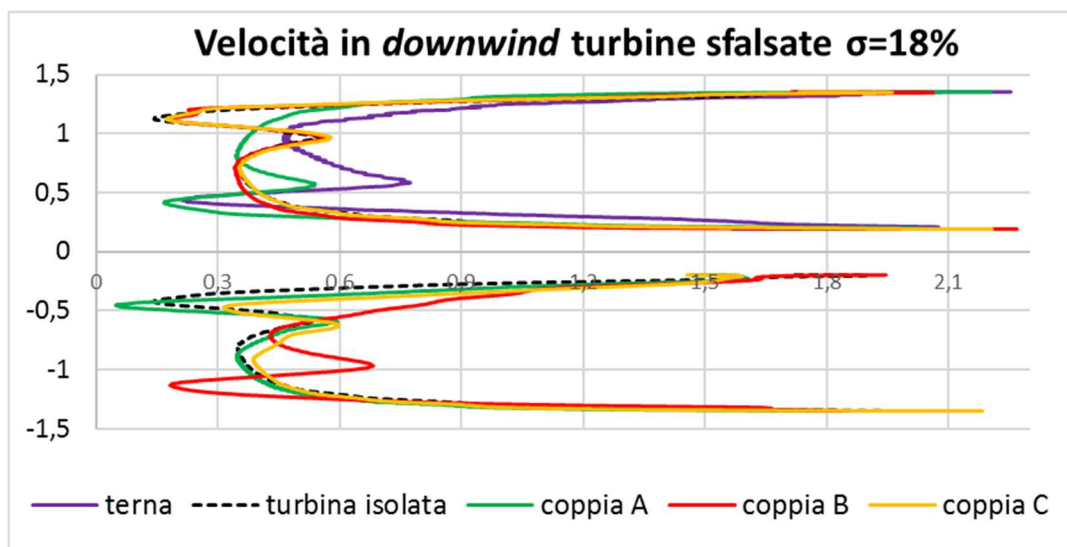
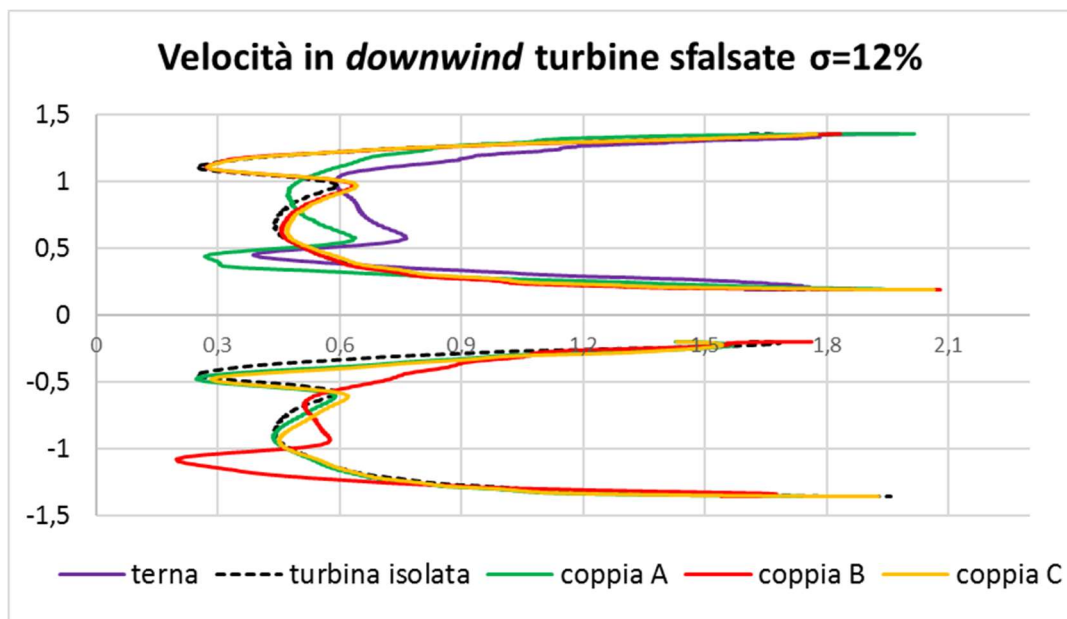


fig. 3.67:3.69 Campo di moto per le diverse disposizioni sfalsate (ascisse in m/s ed ordinate in m)

Conclusioni

La previsione della producibilità energetica effettuata per 3 siti posti nello Stretto della Manica ha mostrato che terne di rotori disposti a triangolo rendono sensibilmente meno delle terne disposte side-by-side.

Questo fatto è emerso sia nei siti caratterizzati da un'inversione della corrente di marea quasi simmetrica, sia nei siti con direzione della corrente di marea fortemente variabile. In particolare il K_i è risultato maggiore dell'unità (1.02), solo in un sito (St. Catherine, che ha un flusso quasi bidirezionale), soltanto per il caso a distanza intermedia tra i rotori e per ristretti intervalli angolari di γ .

Le terne disposte side-by-side, invece, risultano vantaggiose, con K_i massimi raggiunti di circa 1.22 nel caso a distanza minima tra i rotori, raggiungendo quindi una producibilità superiore del 22% rispetto alla turbina isolata. Inoltre il K_i si mantiene superiore all'unità per un esteso intervallo angolare di γ , che si attesta a quasi 120° nella disposizione con distanza fra i rotori massima.

Per quando riguarda i meccanismi fisici dominanti, possiamo concludere che nel caso di turbine allineate gli effetti principali sono:

- (1) la riduzione delle componenti trasversali della velocità in *upwind*, che rendono l'angolo d'attacco più favorevole alla produzione di coppia;
- (2) il restringimento della scia in *downwind*, con conseguente maggiore velocità del flusso, che si traduce in un incremento della coppia prodotta.

Nel caso di turbine sfalsate invece domina invece l'effetto di bloccaggio della turbina a monte, che devia gran parte del flusso verso la turbina a valle. A causa poi dell'impossibilità di sviluppare completamente la sua scia, la turbina a monte produce meno coppia, mentre quella a valle registra un aumento di rendimento, a causa della maggiore portata in arrivo al rotore.

Nel caso di rotori allineati abbiamo notato inoltre, per tutte le solidità, un'andamento tra ripple factor e TSR dapprima decrescente e poi crescente, una volta raggiunto il TSR di massima coppia.

L'effetto del TSR è imputabile al cambio di permeabilità della turbina, in particolare TSR e permeabilità al flusso sono inversamente proporzionali.

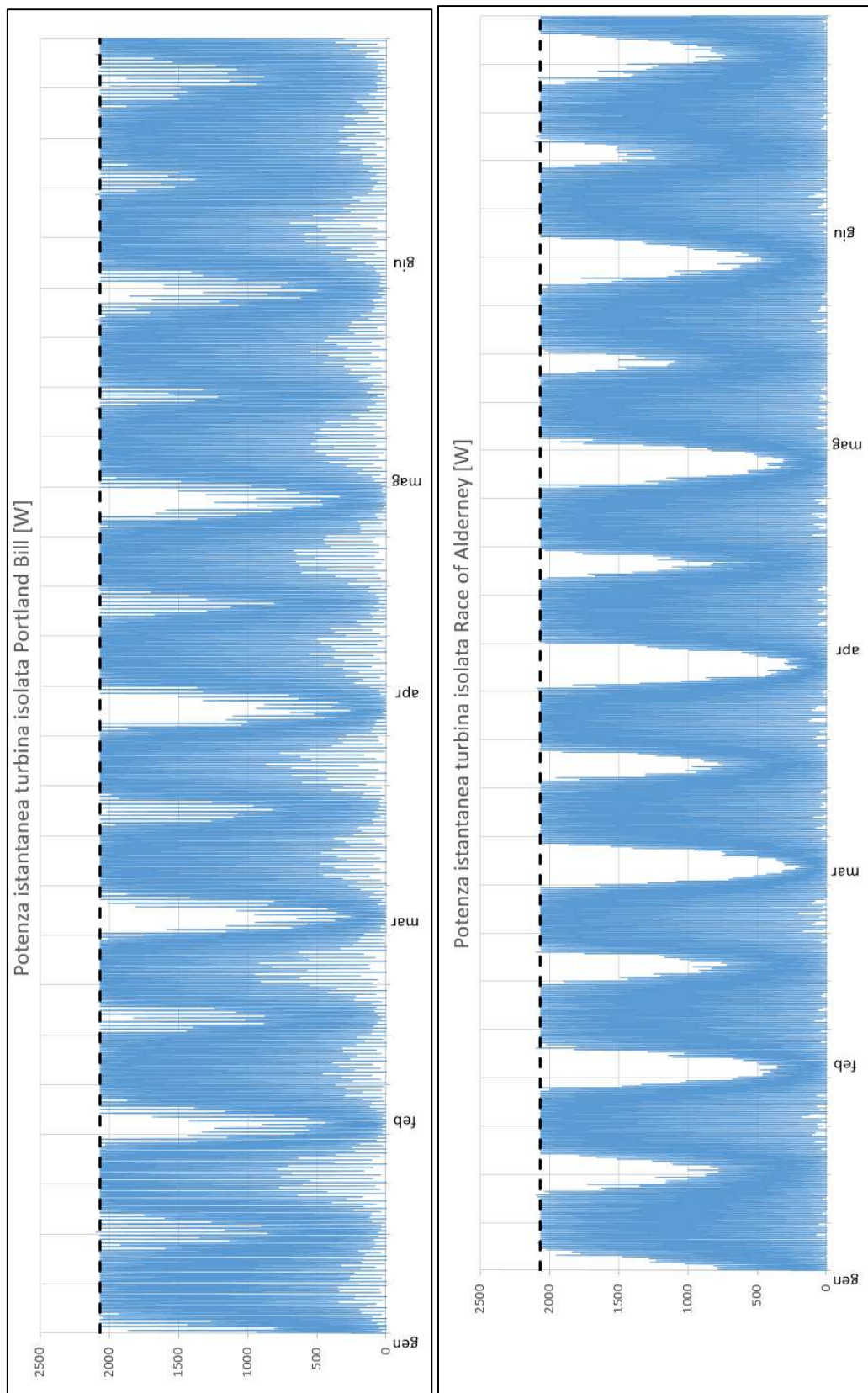
Al crescere del TSR si sono registrati dunque:

- (1) minori velocità longitudinali in *upwind* (portata ridotta);
- (2) portate maggiori ai lati esterni della configurazione (maggiori velocità longitudinali e, soprattutto, trasversali). Valori più elevati della componente trasversale della velocità ai lati esterni (rispetto alla turbina isolata) ritardano la produzione di coppia all'inizio del percorso *upwind* (il che significa che la produzione di coppia inizia più tardi all'aumentare TSR). In terzo luogo, osserviamo una certa riduzione della componente trasversale della velocità nella ai lati interni della configurazione all'aumentare TSR, con una conseguente estensione della produzione di coppia durante la fase finale del percorso downwind.

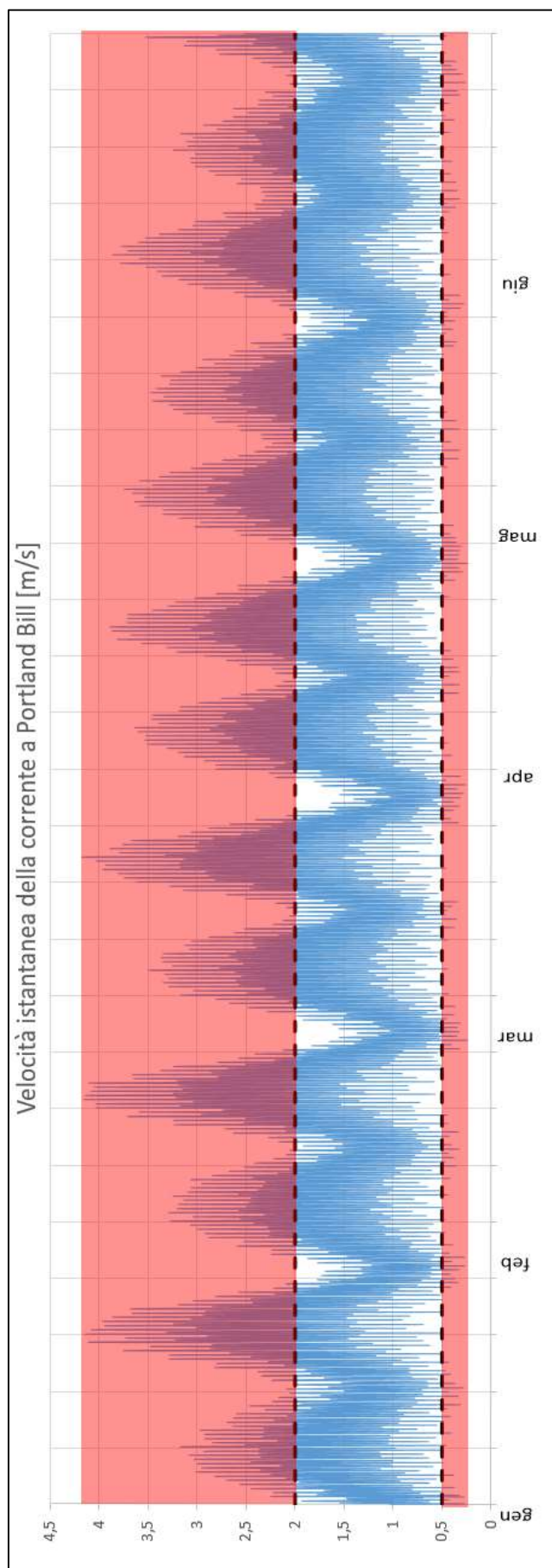
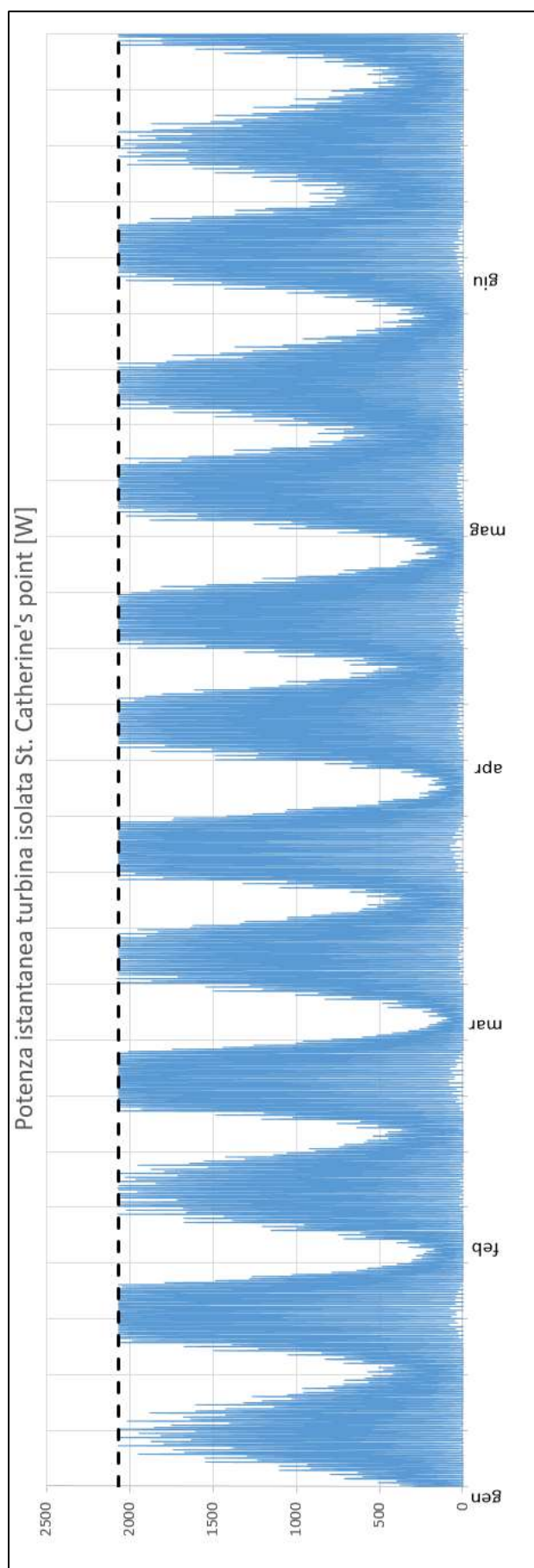
Abbiamo infine trovato una certa analogia tra l'aumento di solidità e l'aumento di TSR, come è ben visibile dagli andamenti dei CP istantanei riportati nelle figure 14 e 15. Infatti il fenomeno fisico dominante è anche in questo caso la variazione di permeabilità del rotore con la solidità. Quindi i meccanismi fisici dominanti sono quelli esposti al precedente punto.

I risultati migliori si ottengono con turbine controrotanti di tipo "B", ovvero con velocità periferica delle pale opposta alla direzione del flusso. Questo effetto non è di facile comprensione e servirebbe inoltre un'analisi CFD 3D per valutare l'effetto di bloccaggio verticale della pala, che potrebbe avere un'influenza notevole ad alte solidità. Infine notiamo che le coppie equirotanti hanno invece prestazioni intermedie tra le coppie di tipo "B" e di tipo "A".

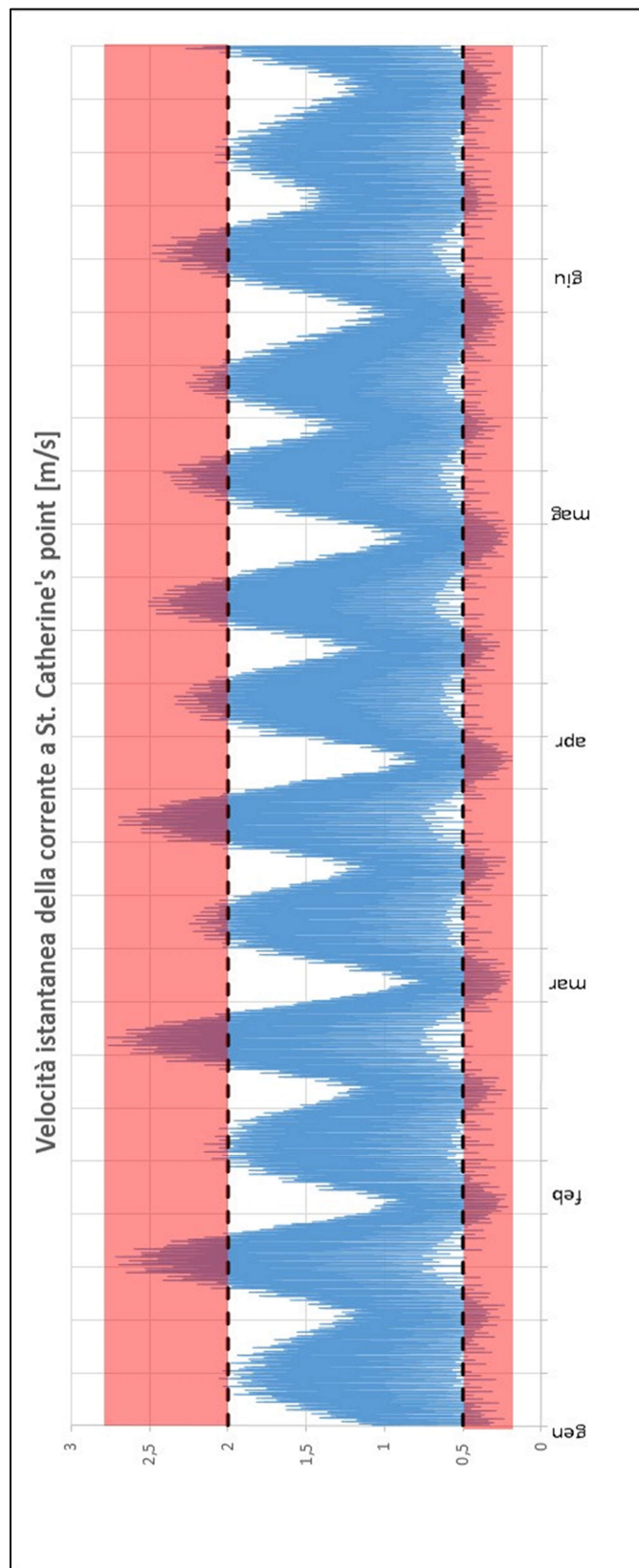
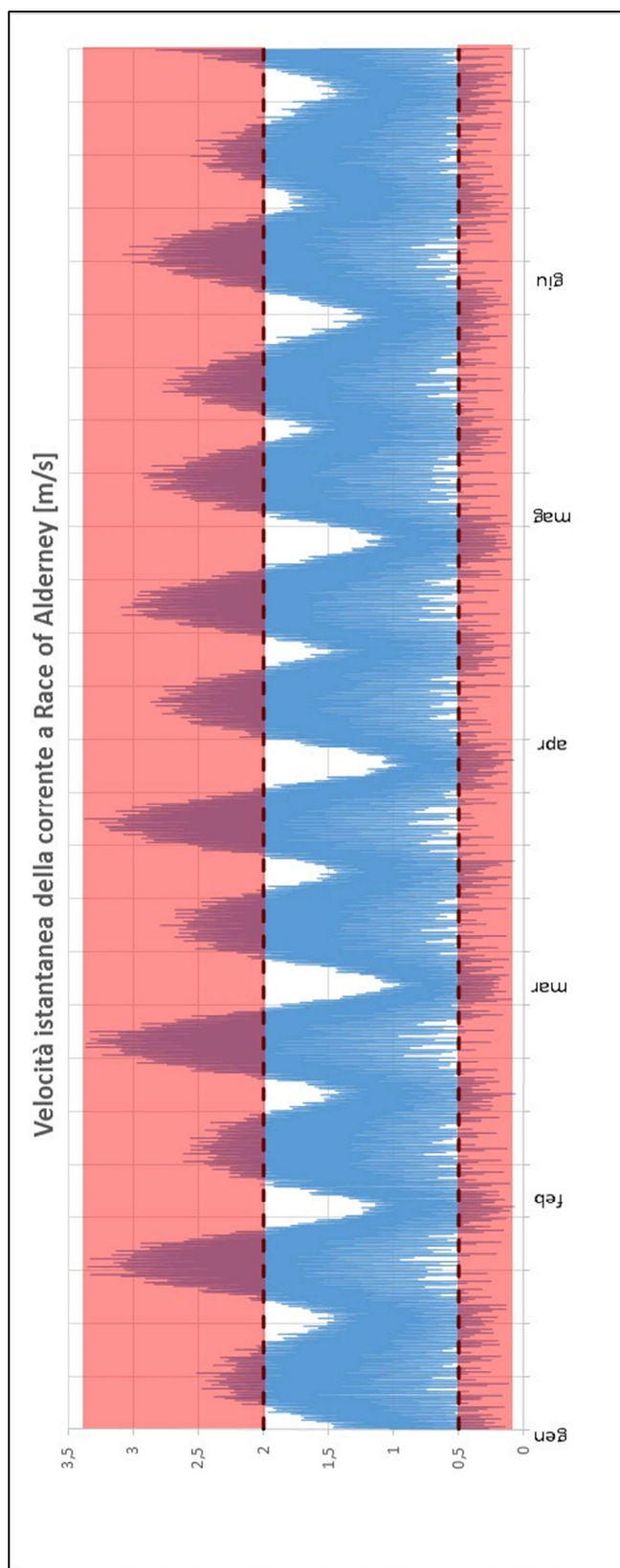
APPENDICE A



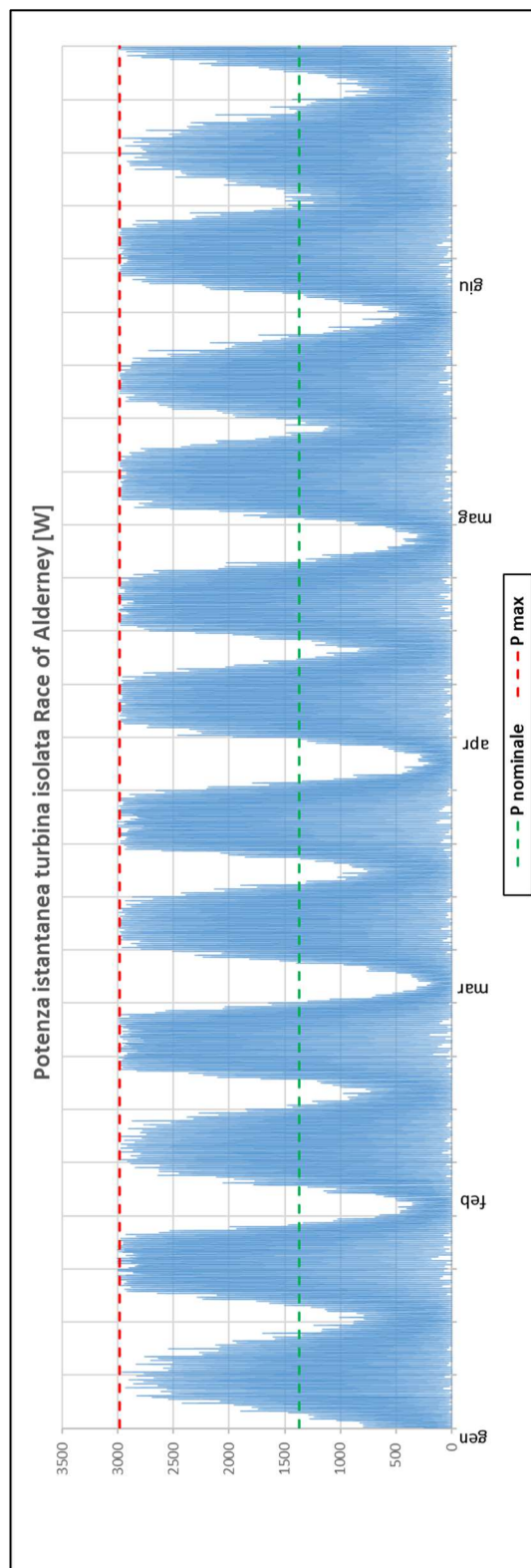
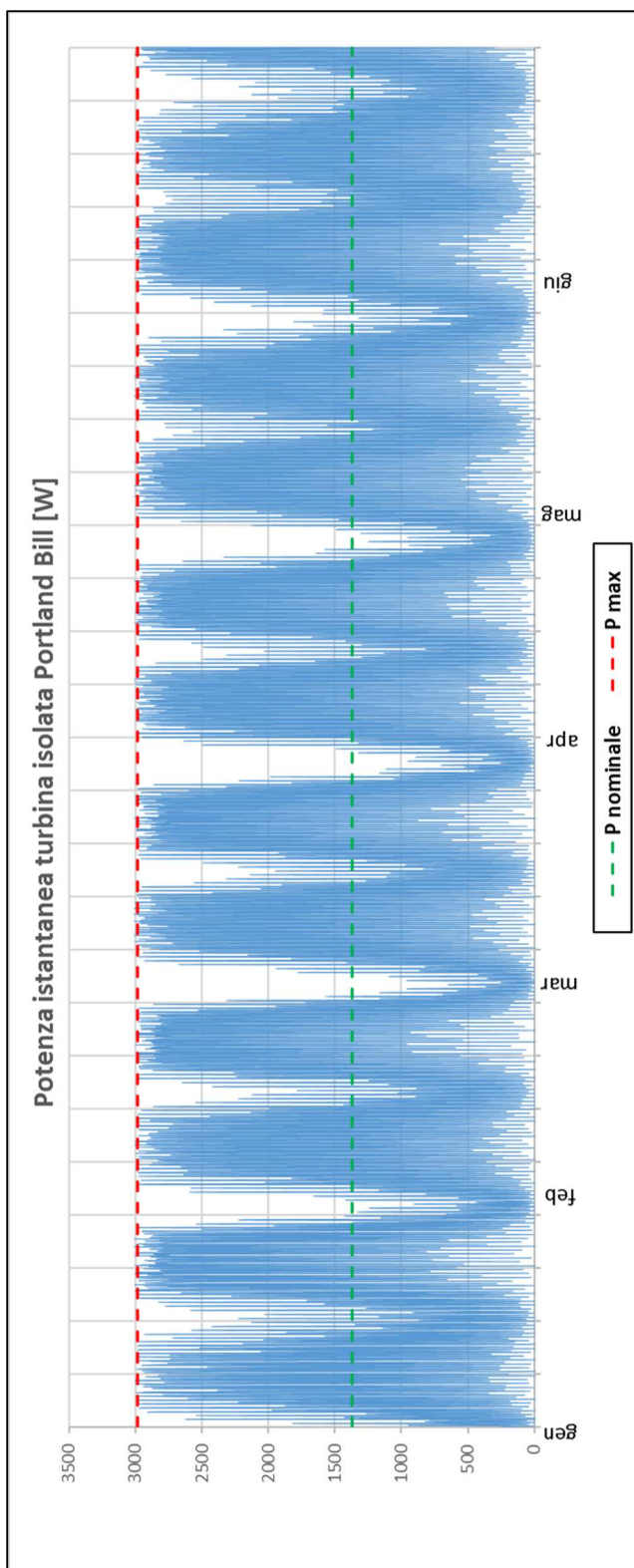
figg. A.1, A.2 Potenza oraria prodotta a Portland Bill e a Race of Alderney con turbina isolata e curva di potenza di (Coiro, Troise 2012)



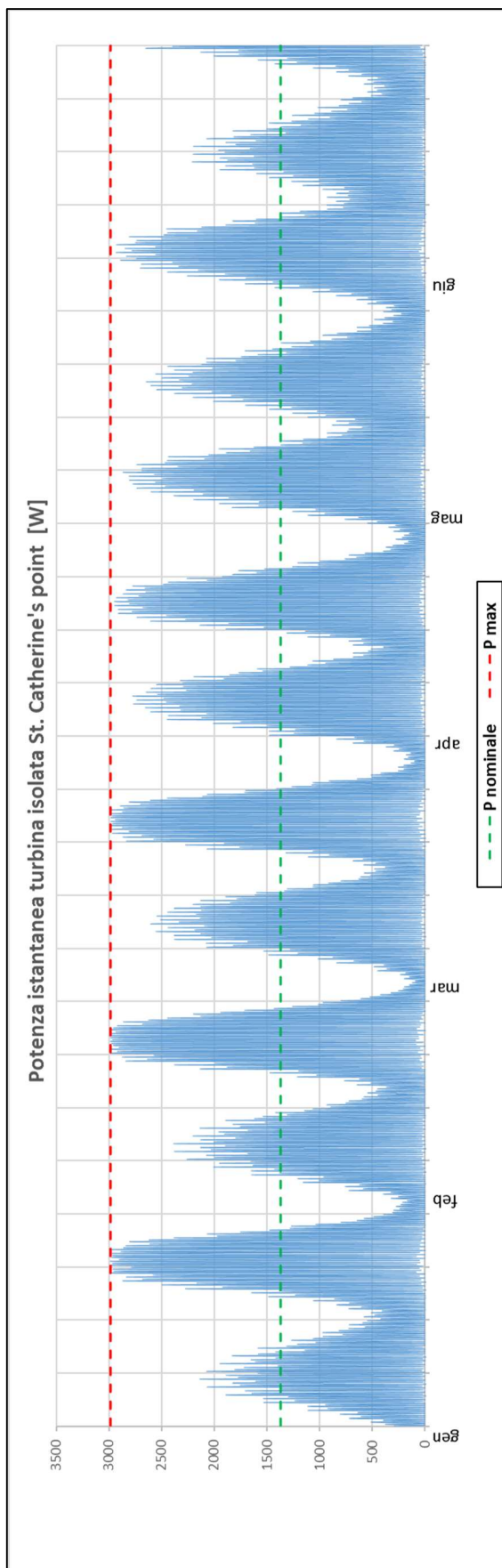
figg. A.3, A.4 Potenza oraria prodotta a St. Catherine con turbina isolata e curva di potenza di (Coiro, Troise 2012); Velocità istantanea della corrente per 6 mesi a Portland Bill, evidenziando le velocità non sfruttate



figg. A.5, A.6 Velocità istantanea per 6 mesi a Race of Alderney e St. Catherine's point, evidenziando le velocità non sfruttate dalla turbina

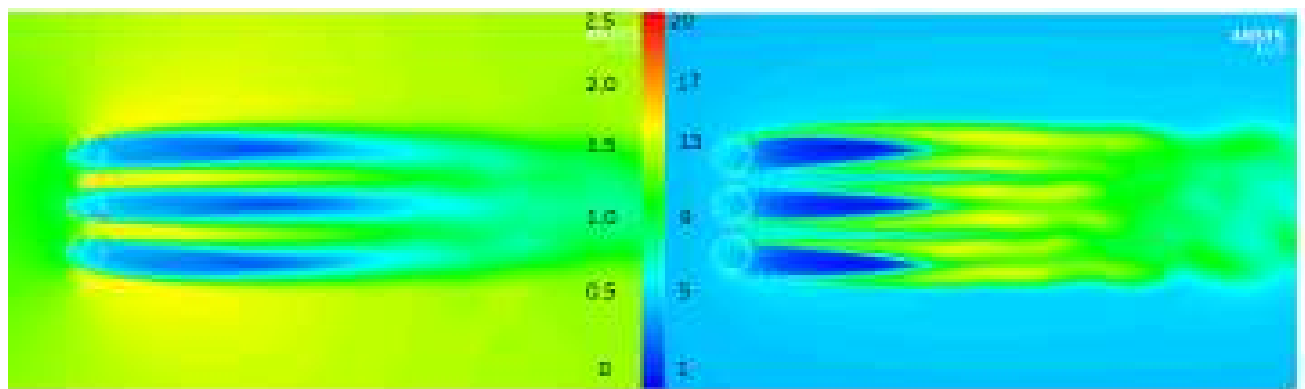


figg. A.7, A.8 Potenza istantanea per 6 mesi a Portland Bill e Race of Alderney, evidenziando la potenza nominale e la potenza massima della turbina

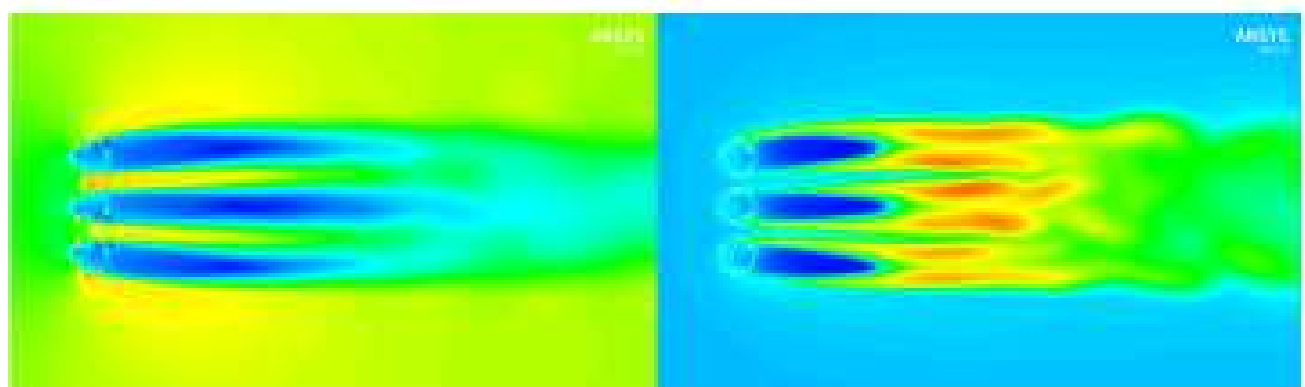


figg. A.7, A.8 Potenza istantanea per 6 mesi a St. Catherine's point, evidenziando la potenza nominale e la potenza massima della turbina

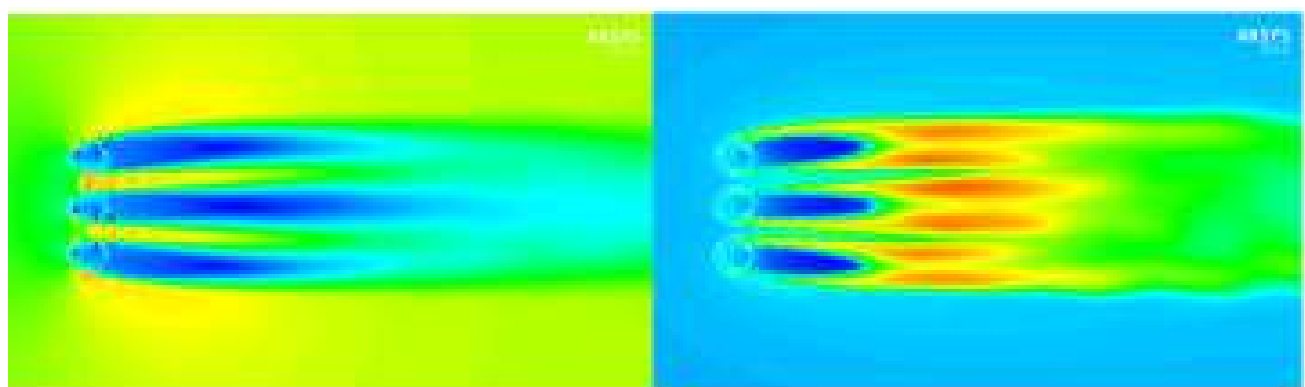
APPENDICE B



$\sigma = 12\%$; distanza rotori = $1,5 D$

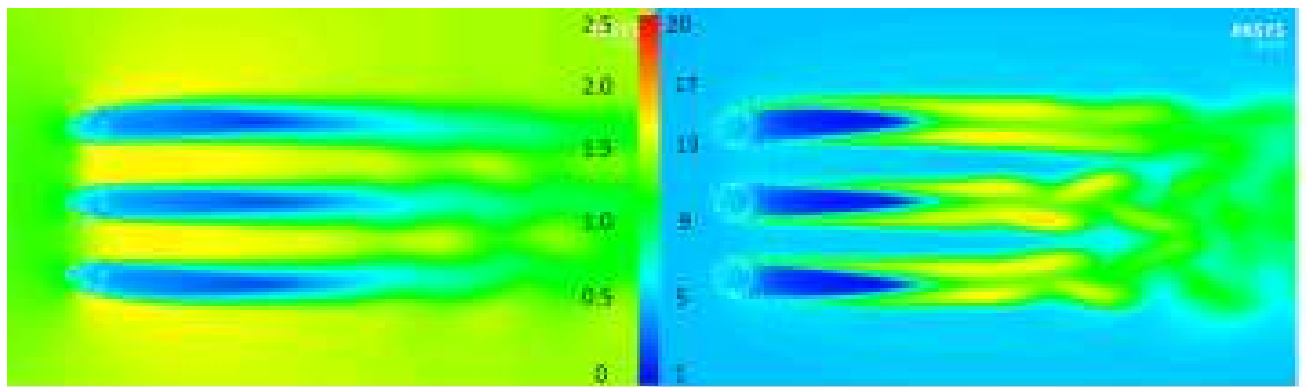


$\sigma = 18\%$; distanza rotori = $1,5 D$

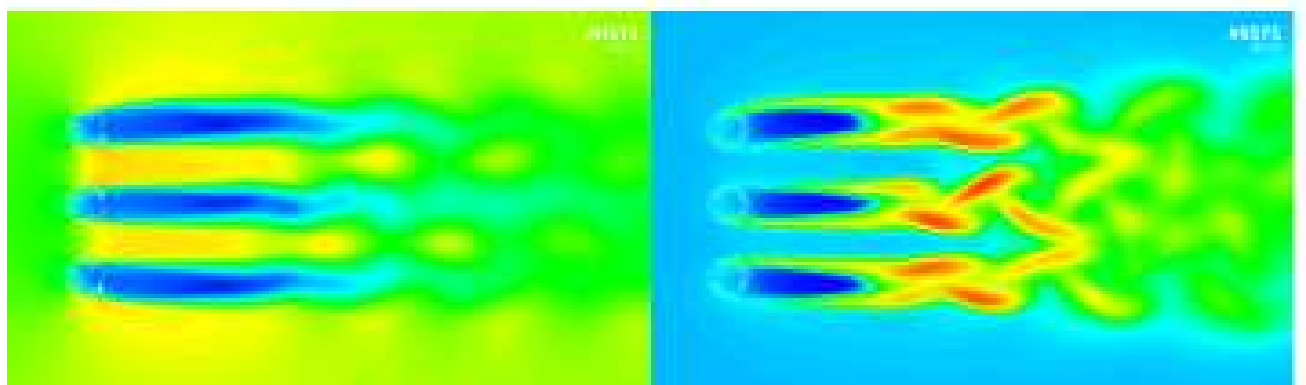


$\sigma = 24\%$; distanza rotori = $1,5 D$

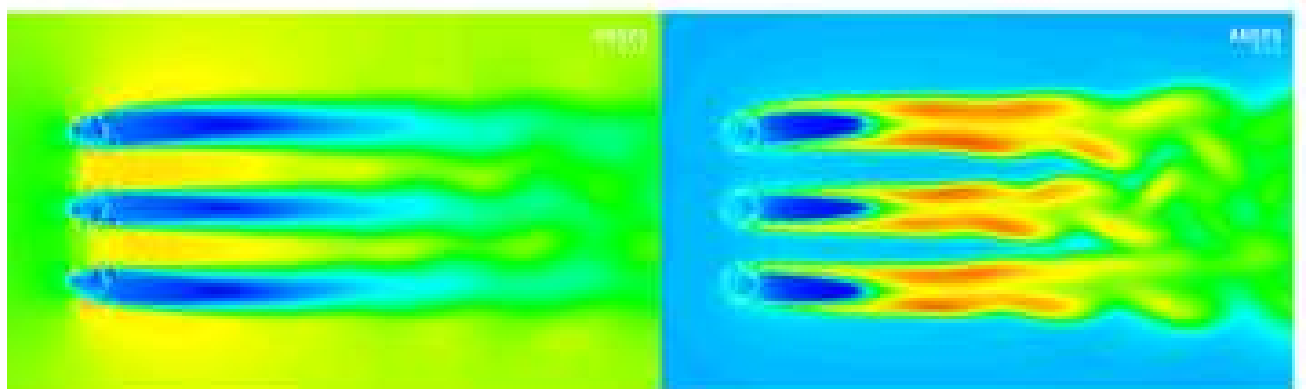
figg. B.1:B.3 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per le terne con rotori distanti $1,5 D$, al variare della solidità



$\sigma = 12\%$; distanza rotorì = 2,3 D

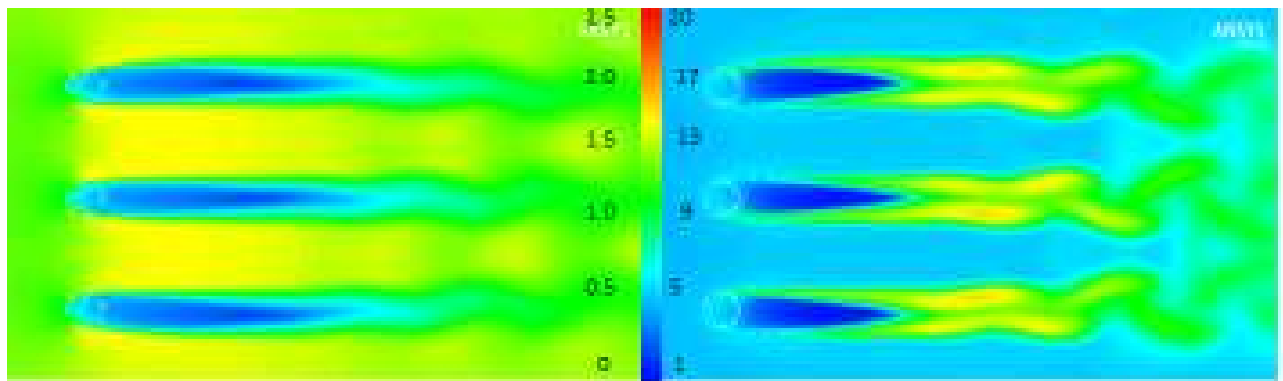


$\sigma = 18\%$; distanza rotorì = 2,3 D

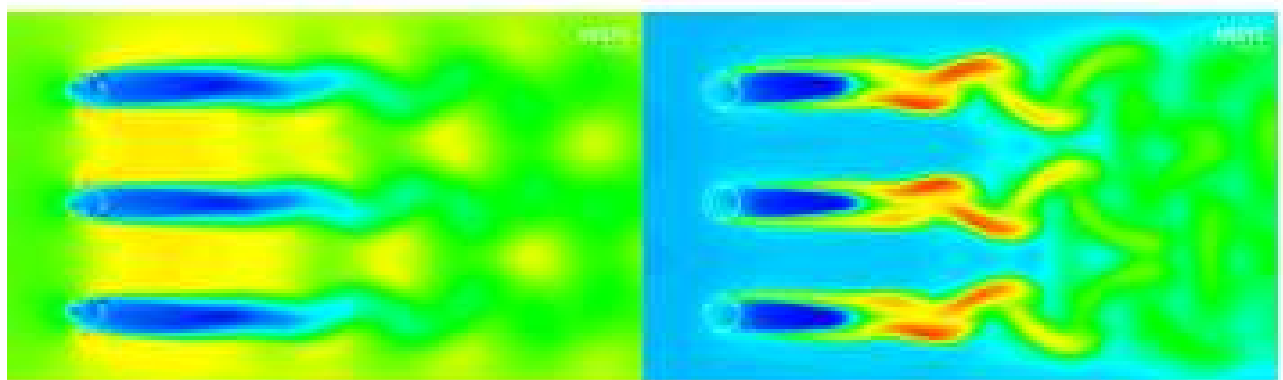


$\sigma = 24\%$; distanza rotorì = 2,3 D

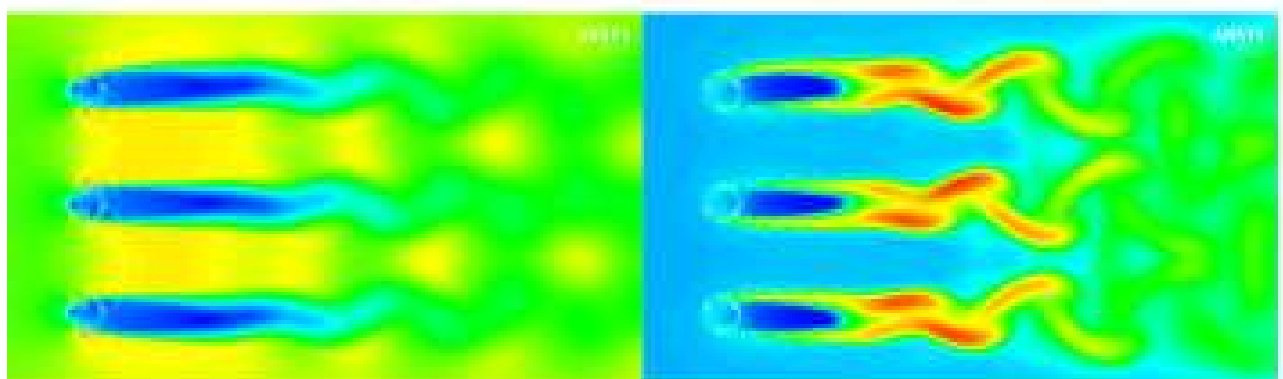
figg. B.4:B.6 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per le terne con rotorì distanti 2,3 D, al variare della solidità



$\sigma = 12\%$; distanza rotori = 3,5 D

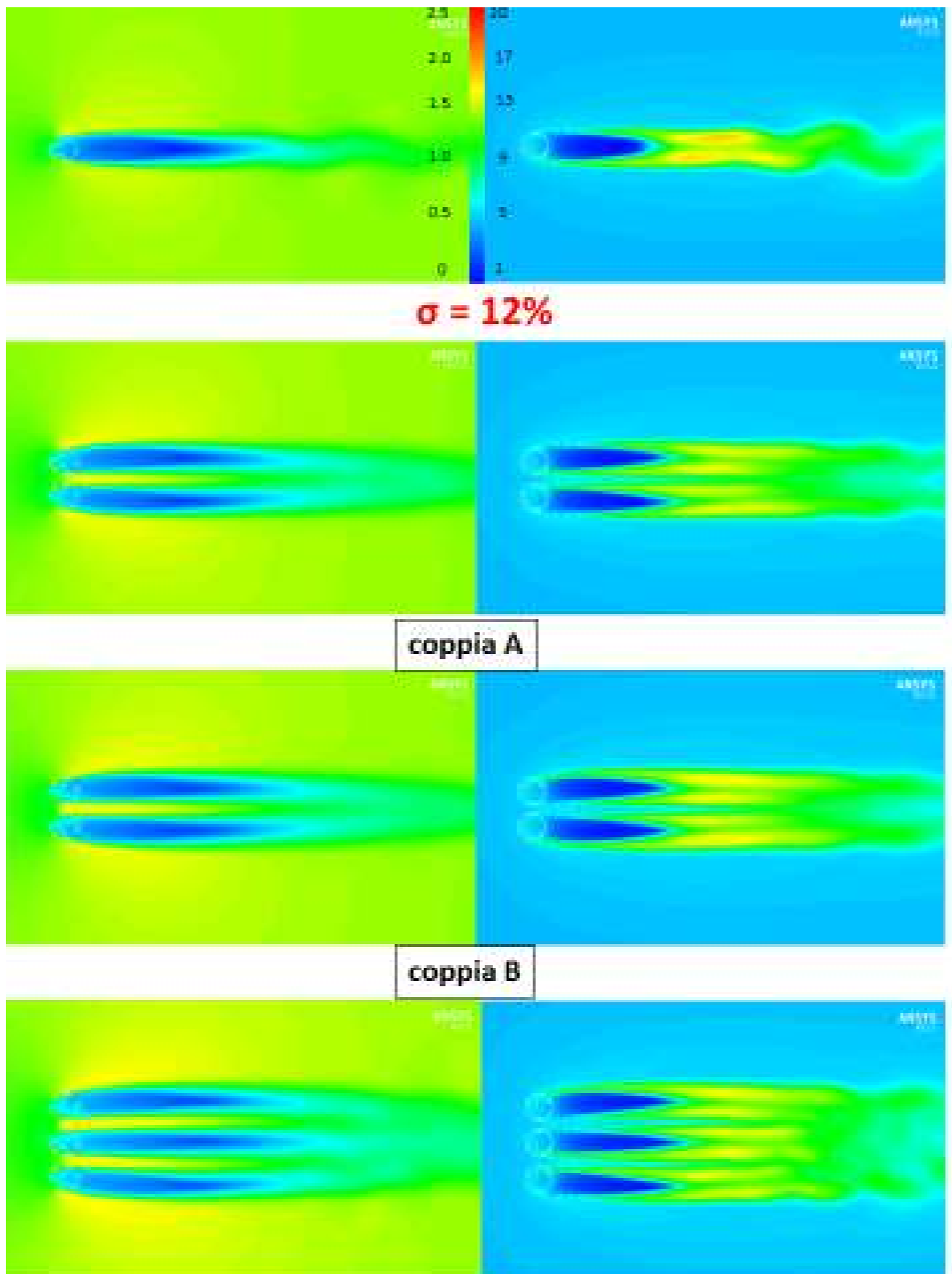


$\sigma = 18\%$; distanza rotori = 3,5 D

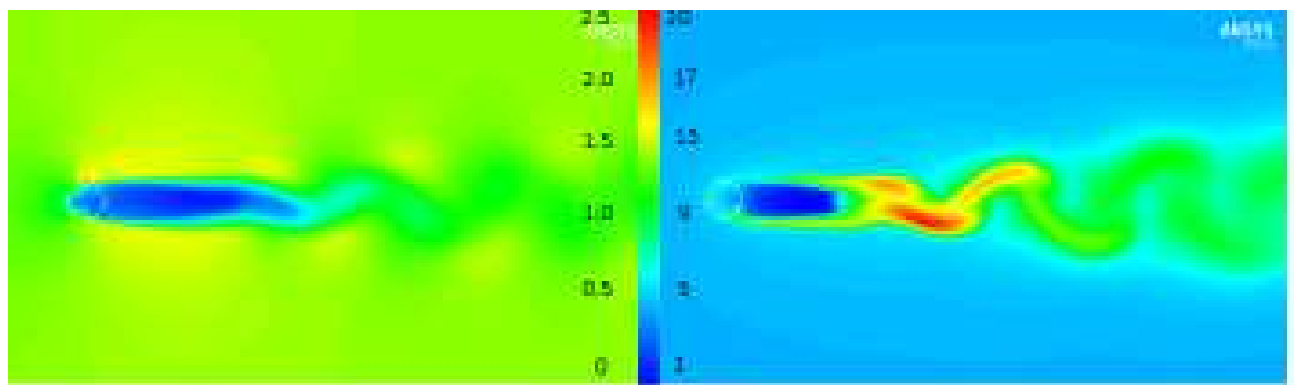


$\sigma = 24\%$; distanza rotori = 3,5 D

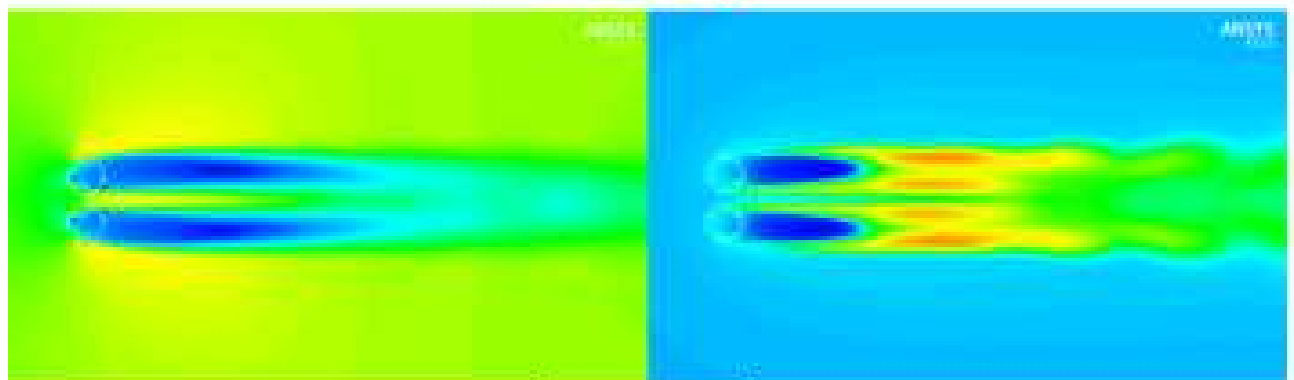
figg. B.7:B.9 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per le terne con rotori distanti 3,5 D, al variare della solidità



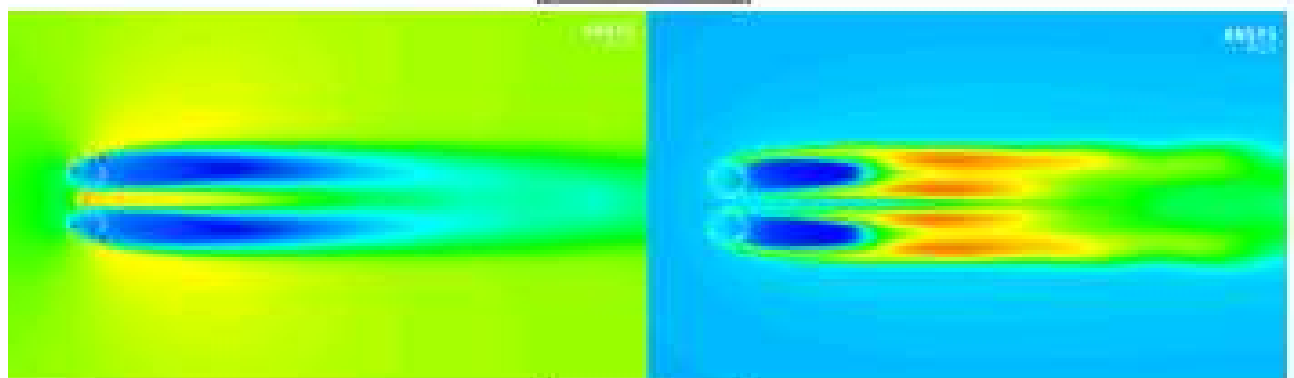
figg. B.10:B.12 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per la turbina isolata, le coppie A e B e le terne con rotori distanti 1,5 D aventi solidità 0,12.



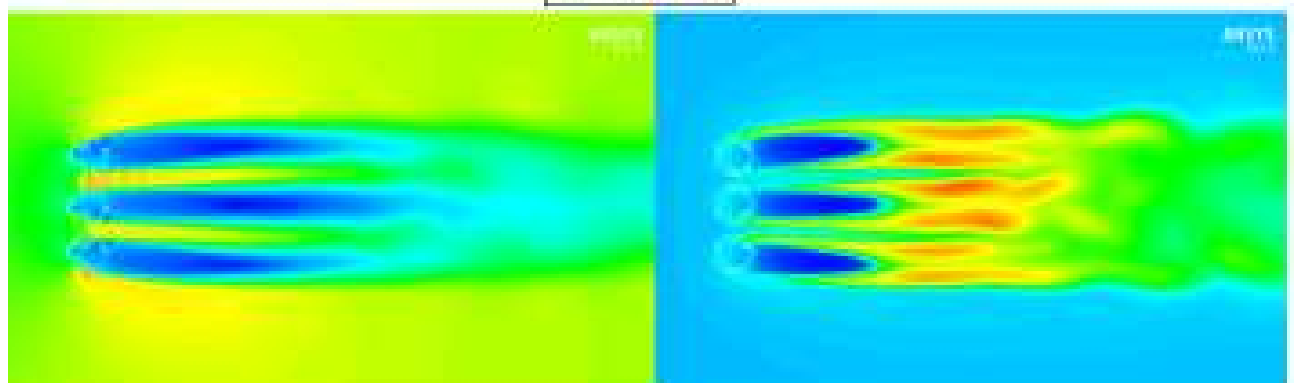
$\sigma = 18\%$



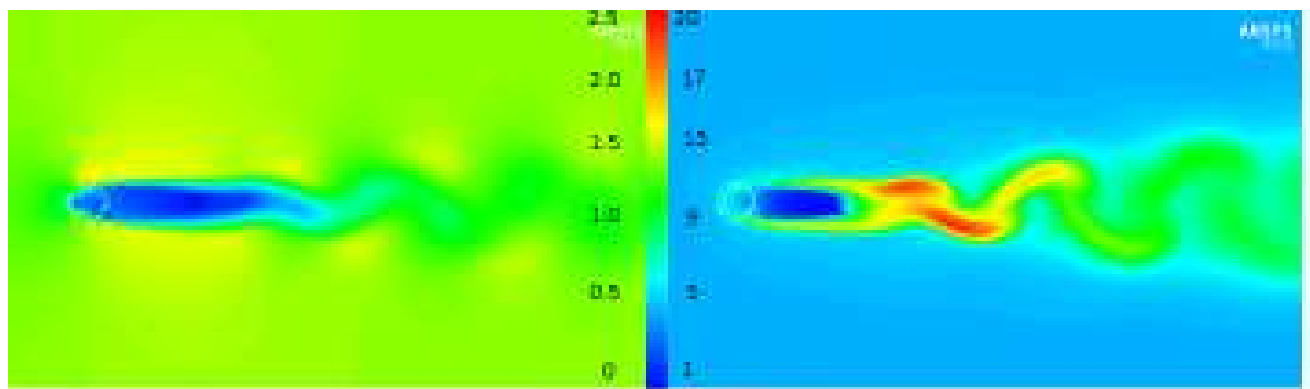
coppia A



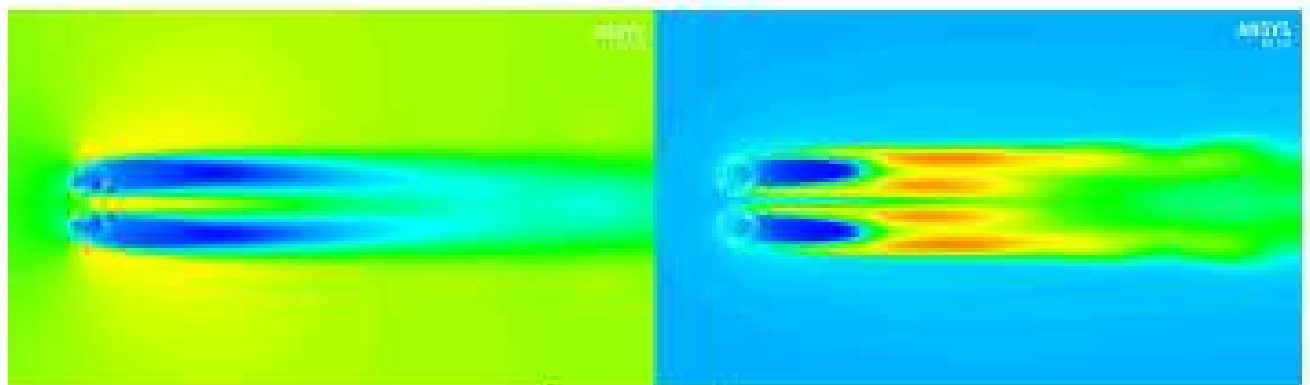
coppia B



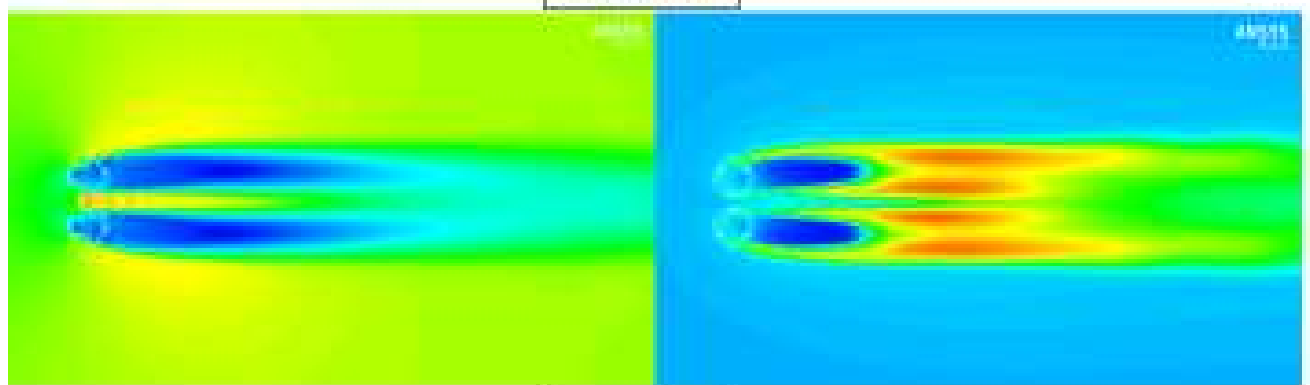
figg. B.13:B.15 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per la turbina isolata, le coppie A e B e le terne con rotori distanti 1,5 D aventi solidità 0,18.



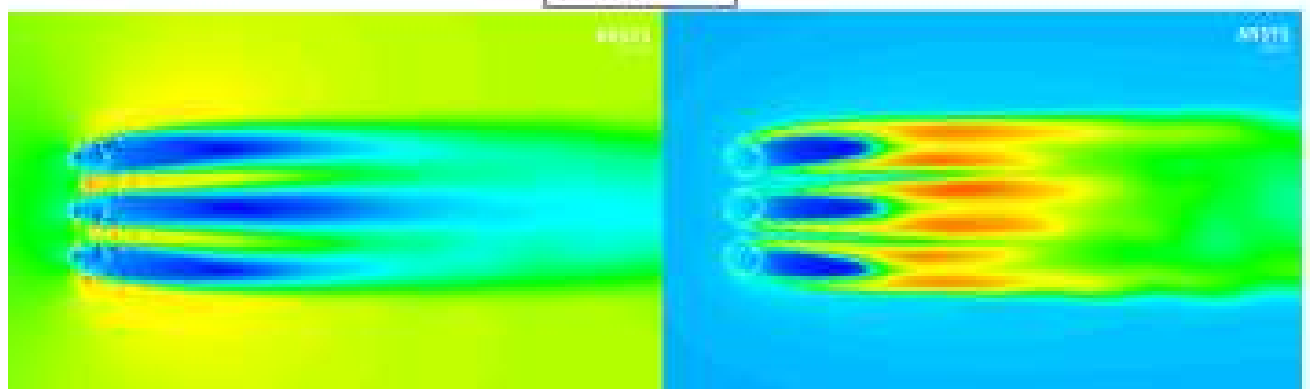
$\sigma = 24\%$



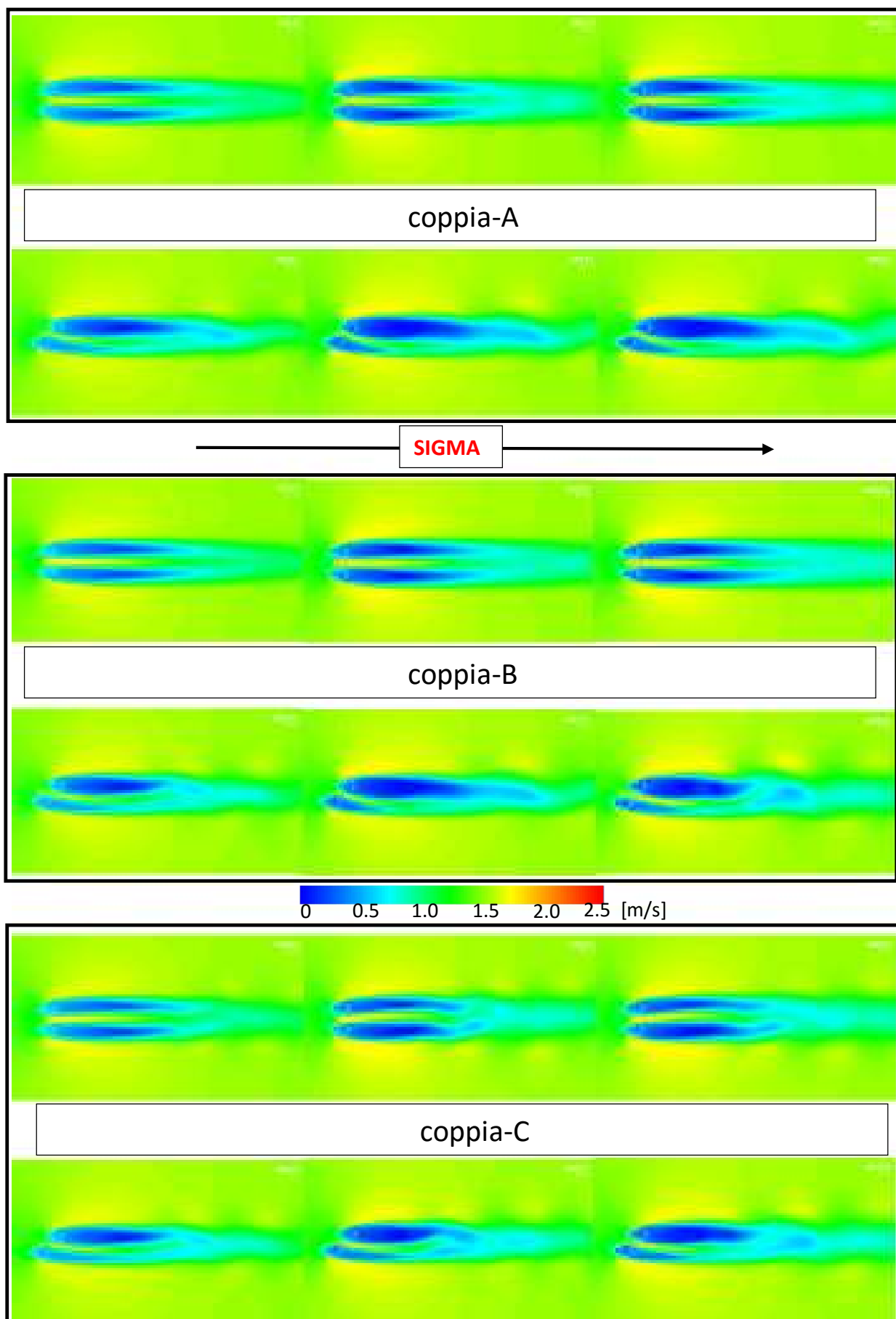
coppia A



coppia B



figg. B.16:B.18 Campi di velocità (sinistra [m/s]) e d'intensità di turbolenza (destra [%]) per la turbina isolata, le coppie A e B e le terne con rotori distanti $1,5 D$ aventi solidità $0,24$.



figg. B.10:B.12 Campi di velocità per le diverse coppie con rotori posti a distanza $1,5 D$ e con solidità crescente andando da sinistra verso destra.

BIBLIOGRAFIA

- S. Antheaume, T. Maitre, J. Achard "Hydraulic Darrieus turbines efficiency for free fluid flow conditions versus power *farms* conditions". *Renewable Energy*, 33(10), 2186-2198, 2008;
- D. B. Araya, A. E. Craig, M. Kinzel, J. O. Dabiri "Low-order modeling of wind *farm* aerodynamics using leaky Rankine bodies". *Journal of renewable and sustainable energy* 6, 063118, 2014;
- A. S. Bahaj, A. F. Molland, J. R. Chaplin, W. M. J. Batten "Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank". *Renewable Energy* 32(3):407–426, 2007;
- J. R. Baker "Features to aid or enable self-starting of fixed pitch low solidity vertical axis wind turbines". *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, Vol. 15, 369-380, 1983;
- W. M. J. Batten, A. S. Bahaj, A. F. Molland, L. S. Blunden "Yawed performance of horizontal axis marine current turbines". Conference paper International Conference on Renewable Energy in Maritime Island Climates, Dublin, Ireland, 2006;
- W. Batten, M. Harrison, A. Bahaj "The accuracy of the actuator disc RANS approach for predicting the performance and far wake of a horizontal axis tidal stream turbine". *Philosophical Transactions of the Royal Society A* 371, 2013;
- C. Belloni "Hydrodynamics of Ducted and Open-Centre Tidal Turbines". PhD thesis, University of Oxford, 2013;
- L. S. Blunden "New approach to tidal stream energy analysis at sites in the English Channel". PhD thesis, University of Southampton, 2009;
- L. S. Blunden, A. S. Bahaj "Initial evaluation of tidal stream energy resources at Portland Bill, UK". *Renewable Energy* 31:121–132, 2006;
- L. S. Blunden, W. M. J. Batten, A. S. Bahaj "Comparing energy yields from fixed and yawing horizontal axis marine current turbines in the English Channel". Conference paper 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Estoril, Portugal, 2008;
- S. M. Camporeale, V. Magi, "Streamtube model for analysis of vertical axis variable pitch turbine for marine currents energy conversion," *Energy Conversion & Management*, vol. 41, pp. 1811-1827, 2000;
- Carbon Trust 2005 "Variability of UK marine resources: an assessment of the variability characteristics of the UK's wave and tidal current power resources and their implications for

large scale development scenarios”;

Carbon Trust 2011a, “Accelerating marine energy”;

Carbon Trust 2011b, “UK Tidal Current Resource & Economics”;

D. Coiro, G. Troise “Stima della produzione energetica da correnti marine nello Stretto di Messina”. ENEA 2012;

D. Coiro, G. Troise, F. Lionello “Misura del profilo di corrente marina nello Stretto di Messina ai fini della stima della produzione di energia”. ENEA 2013;

Commissione Europea 1996 “Wave energy Project results: The exploitation of tidal and marine currents”. Directorate-General Science, Research and Development;

J. O. Dabiri “Potential order-of-magnitude enhancement of wind *farm* power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays”. Journal of renewable and sustainable energy 3, 043104, 2011;

S. Eriksson, H. Bernhoff, M. Leijon “Evaluation of different turbine concepts for wind power”. Renewable and Sustainable Energy Reviews 12, 1419–1434, 2008;

C. Fleming, S. McIntosh, R. Willden, “Design and analysis of a bidirectional ducted tidal turbine”. Conference paper 9th European Wave and Tidal Energy Conference, 2011;

A.M. Gorlov “Tidal energy”. Academic Press 2001;

A. Goude “Fluid Mechanics of Vertical Axis Turbines: Simulations and Model Development”. PhD thesis, University of Uppsala, 2012;

R. Howell, N. Qin, J. Edwards, N. Durrani “Wind tunnel and numerical study of a small

vertical axis wind turbine". Renewable Energy 35, 412–422, 2010;

W. Hunter, T. Nishino, R. H. J. Willden "Investigation of tidal turbine array tuning using 3D Reynolds-averaged Navier-Stokes simulations". International Journal of Marine Energy 10: 39-51, 2015;

M. J. Khan, M. T. Iqbal, J. E. Quaicoe "Design Considerations of a Straight Bladed Darrieus Rotor for River Current Turbines". IEEE ISIE 2006, July 9-12, 2006, Montreal, Quebec, Canada;

B. Kirke, L. Lazauskas "Variable pitch water turbines". Journal of Fluid Science and Technology, Vol. 3, No. 3, 2008;

B. Kirke "Evaluation of self-starting vertical axis wind turbines for stand-alone applications. PhD Thesis, Griffith University, 1998;

L. Lazauskas, B. Kirke "Performance optimization of a self-acting variable pitch vertical axis wind turbine". Wind Engineering, Vol. 16, pp. 10-26, 1992;

X. Li "Diversification and localization of energy systems for sustainable development and energy security". Energy Policy 33:2237–2243, 2005;

Ye Li, S. M. Calışal "Modeling of twin-turbines systems with vertical axis tidal current turbines:

Part I—Power output". Ocean Engineering 37:627–637, 2010a;

Ye Li, S. M. Calışal "A new discrete vortex method for simulating a stand-alone tidal current turbine modeling and validation". Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 132(3), 2010b;

A. MacLeod, S. Barnes, K. Rados, I. Bryden "Wake effects in tidal current turbine *farms*". Conference paper International Conference on Marine Renewable Energy, 2002;

T. Maître, E. Amet, C. Pellone “Modeling of the flow in a Darrieus water turbine: Wall grid refinement analysis and comparison with experiments”. *Renewable Energy* 51:497-512, 2013.

A. Mason-Jones et al. “Non-dimensional scaling of tidal stream turbines”. *Energy* 44(1):820–829 2012;

I. Masters, R. Malki, A. Williams, T. Croft “The influence of flow acceleration on tidal stream turbine wake dynamics: A numerical study using a coupled BEM-CFD model”. *Applied Mathematical Modeling* 38, 2013;

R. Mikkelsen “Actuator Disc Methods Applied to Wind Turbines”. PhD thesis, Technical University of Denmark, 2003;

T. Nishino “Beyond the Betz Theory - Blockage, Wake Mixing and Turbulence” Conference paper 2nd Oxford Tidal Energy Workshop (OTE 2013), 2013;

T. Nishino, S. Draper “Local blockage effect for wind turbines”. *Journal of physics conference series* 625(1), 2015;

T. Nishino, S. Draper “Centred and staggered arrangements of tidal turbines”. *Journal of fluid mechanics* 739(1):72-93, 2014;

T. Nishino, R. H. J. Willden “The efficiency of an array of tidal turbines partially blocking a wide channel”. *Journal of fluid mechanics* 708:596-606, 2012;

T. Nishino, R. H. J. Willden “Energetics of marine turbine arrays - extraction, dissipation and diminution”. *International Symposium on Marine and Offshore Renewable Energy (MORE 2013)*, Tokyo, Japan, 2013a;

T. Nishino, R. H. J. Willden “Two-scale dynamics of flow past a partial cross-stream array of tidal turbines”. *Journal of fluid mechanics* 730, 2013b;

E. Perez-Campos, T. Nishino "Numerical Validation of the Two-Scale Actuator Disc Theory for Marine Turbine Arrays". Conference paper 11th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC 2015), Nantes, 2015;

Royal Yachting association (RYA) 1998 "Practice navigation tables for yachtsmen";

M. Shiono, K. Suzuki, S. Kiho "An experimental study of the characteristics of a Darrieus turbine for tidal power generation," Electrical Engineering in Japan, vol. 132, No. 3, 2000;

J. Sørensen, A. Myken "Unsteady actuator disc model for horizontal axis wind turbines". Journal of Wind engineering and Industrial Aerodynamics 39, 139–149, 1992;
Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I:

W. Tjiu, T. Marnoto, S. Mat, M. Hafidz Ruslan, K. Sopian "Assessment of Darrieus VAWT configurations". Renewable Energy 75, 50-67, 2015;

J. Twidell, T. Weir "Renwable Energy Resources". Taylor & Francis, 2nd edition, 2006;

S. Turnock, A. Phillips, J. Banks, R. Icholls-Lee "Modelling tidal current turbine wakes using a coupled RANS-BEMT approach as a tool for analysing power capture of arrays of turbines". Ocean Engineering 38, 2011;

J. Zanette, D. Imbault, A. Tourabi "A design methodology for cross flow water turbines". Renewable Energy 35, 997–1009, 2010;

S. Zanforlin, T. Nishino "Fluid dynamic mechanisms of enhanced power generation by closely spaced vertical axis wind turbines". In press, 2016;

MATERIALE ONLINE:

Online.1: Darrieus wind turbine analysis (2005):<http://windturbine-analysis.com/index.htm>

Online.2: <http://www.cyberiad.net>